

Bettina Förster

Optimierung von Drahtabläufen

eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Maschinenbau/ Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Erstprüfer:

Zweitprüfer:

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Sperrvermerk

Die vorliegende Arbeit beinhaltet interne vertrauliche Informationen der Firma KIESELSTEIN GmbH. Die Weitergabe des Inhalts der Arbeit im Gesamten oder in Teilen sowie das Anfertigen von Kopien oder Abschriften – auch in digitaler Form – sind grundsätzlich untersagt. Ausnahmen bedürfen der schriftlichen Genehmigung der Firma KIESELSTEIN GmbH.

Diese Diplomarbeit beinhaltet wettbewerbsrelevante Daten und Fakten und muss 2 Jahre lang gegen Veröffentlichung gesperrt werden.

Freigabe: 12 / November / 2011

Mittweida, 12 / November / 2009



Aufgabenstellung

Diplomarbeit für Bettina Förster

Die KIESELSTEIN GmbH entwickelt und produziert Zieh- und Ziehschälantagentechnik zur umformenden und spanenden Bearbeitung von Draht.

Wichtige Komponenten solcher Anlagen sind Drahtabläufe, die das Ausgangsmaterial in Form von Drahtbunden aufnehmen und die Drahtzufuhr unterstützen. Für solche Drahtabläufe existieren vielfältige konstruktive Varianten, die sich teilweise erheblich unterscheiden. Eine gewisse Typenvielfalt ist notwendig, um die unterschiedlichen Kundenwünsche und Aufgabenstellungen erfüllen zu können. Im Laufe der Zeit sind jedoch eine Reihe von Varianten entstanden, welche gleiche Funktionen erfüllen.

Die Aufgabe besteht darin, vorhandene Konstruktionsunterlagen zu analysieren und darauf aufbauend einen insbesondere unter dem Gesichtspunkt eines modularen Aufbaus optimierten Drahtablauf zu entwickeln.

Im Detail sind folgende Aufgaben zu lösen:

- Analyse der vorhandenen Drahtabläufe hinsichtlich des konstruktiven Aufbaus und der zu erfüllenden Funktionen
- Variantenvergleich und Bewertung der verschiedenen Ausführungen
- Auswahl von Vorzugslösungen
- Konstruktion eines Drahtablaufes unter Berücksichtigung der Modularität und der Skalierbarkeit

Zeitraum: 22.06.2009 – 12.11.2009

Betrieblicher Betreuer: Dipl.-Ing. Güther, Michael

Chemnitz, den 02.06.2009

KIESELSTEIN GmbH

Dr. Eva Kieselstein
Leiter FuE

KIESELSTEIN GmbH

Erzbergerstraße 3

09116 Chemnitz

Tel.: +49 (0)371 9104100

Fax: +49 (0)371 9104105

E-Mail: info@kieselstein-group.com

Internet: www.kieselstein-group.com

Geschäftsführer:

Jens Kieselstein

Dr.-Ing. Stephan Kieselstein

HRB 19706 Chemnitz

Ust.-IdNr. DE813418666

Steuer-Nr. 215/112/04051

Bankverbindung:

Dresdner Bank AG Chemnitz

IBAN DE62 8708 0000 0589 0202 00

HypoVereinsbank Chemnitz

IBAN DE53 8702 0086 0383 3420 31

Sparkasse Chemnitz

IBAN DE84 8705 0000 3582 0113 20

Postbank Berlin

IBAN DE52 1001 0010 0662 8041 08

Kto. 05 890 202 00

BIC DRESDEFF870

Kto. 383 342 031

BIC HYVEDEMM497

Kto. 358 201 1320

BIC CHEDKDE81XXX

Kto. 662 804 108

BIC PBNKDEFF

BLZ 870 800 00

BLZ 870 200 86

BLZ 870 500 00

BLZ 100 100 10

Bibliographische Beschreibung:

Förster, Bettina:

Optimierung von Drahtabläufen. – 2009. – 56 S. Mittweida, Hochschule Mittweida, Fachbereich Maschinenbau/ Feinwerktechnik, Diplomarbeit, 2009

Referat:

Ziel der Diplomarbeit ist es, die Maschinenteile des Drahtablaufes zu optimieren. Um in der Branche gegenüber dem Wettbewerb bestehen zu können, ist es unumgänglich immer mehr auf spezifische Kundenanforderungen einzugehen. Die daraus resultierenden vielschichtigen Kundenwünsche erfordern unterschiedliche Maschinenspezifikationen. Um dies bei Drahtabläufen realisieren zu können, ist es von Vorteil, Baugruppen optimal zu konstruieren und einen unkomplizierten modularen Aufbau zu entwickeln. Unter Berücksichtigung dieses Sachverhaltes werden zuerst die Hauptbestandteile eines Drahtablaufes betrachtet und dargestellt. Bei der anschließenden Variantenbewertung wird die vielversprechendste Konstruktion selektiert. Ihre nachfolgende Optimierung wird im Abschnitt Konstruktionsverbesserungen betrachtet. Den Abschluss bildet die Darstellung eines modularen Aufbaues, um die Anpassbarkeit des Drahtablaufes anhand der Kundenwünsche zu simplifizieren.

Inhaltsverzeichnis

Bilderverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	III
Abkürzungsverzeichnis	IV
1 Einleitung.....	1
2 Der Drahtablauf und seine Funktionsanalyse	2
3 Die konstruktive Analyse.....	6
3.1 Der Grundrahmen.....	8
3.2 Der Verfahrenkasten mit Schwinge	10
3.3 Der Antrieb mit Drehteller.....	14
3.3.1. Der sogenannte direkte Antrieb.....	14
3.3.2. Der Innenzahnradantrieb.....	15
3.3.3. Der Kettenradantrieb	16
3.3.4. Das Abbremsen des Antriebes	16
3.4. Der Aufnahmedorn.....	17
3.5 Zusammenfassung	19
3.5.1. Der Grundrahmen.....	19
3.5.2. Der Verfahrenkasten	19
3.5.3. Der Antriebsmechanismus	20
3.5.4. Die Schwinge	21
3.5.5. Das Kippgelenk.....	22
3.5.6. Der Drehteller und Aufnahmedorn.....	23
3.6. Die Vorzuglösung.....	23
4 Verbesserung der Gesamtkonstruktion.....	25
4.1 Die erste Optimierung der Schwinge.....	26
4.2 Das Bremssystem	36
4.3 Der Antrieb.....	38
4.4 Der Drehteller.....	39
4.5 Der Aufnahmedorn.....	39
4.6 Der Hydraulikzylinder	42
4.7 Die zweite Optimierung der Schwinge.....	44
4.8 Der Verfahrenkasten und Grundrahmen	50

5	Modularität und Skalierbarkeit	51
6	Zusammenfassung und Ausblick	55
	Anhang	57
	Anhang A1: Projektübersicht der Drahtabläufe der Firma Kieselstein	57
	Anhang A2: Berechnung Interpolation von Kettenradantrieb.....	58
	Anhang A3: Kostenaufstellung Antriebe	59
	Anhang A4: Die zulässige Verformung der Drehverbindung	62
	Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 1 bis Modell 6.....	63
	Anhang A6: Momentenberechnung für die Auswahl der Bremszange	88
	Anhang A7: Auswahl Bremszange.....	90
	Anhang A8: Auswahl Bremsscheibe	91
	Anhang A9: Wellenberechnung der Bremsscheibe	92
	Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn.....	93
	Anhang A11: Zylinderlängenberechnung	101
	Anhang A12: Zylinderkraftberechnung	102
	Anhang A13: Schwenkaugenbefestigung	104
	Anhang A14: Gelenkauge	105
	Anhang A15: Auswahl Hydraulikzylinder.....	106
	Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge	107
	Literaturverzeichnis	119
	Eidesstattliche Erklärung	

Bilderverzeichnis

Bild 1: Allgemeiner Drahtablauf	2
Bild 2: Der Überkopfablauf	3
Bild 3: Aufnahmedorn parallel zur Drahtablaufrichtung	3
Bild 4: Aufnahmedorn senkrecht zur Drahtablaufrichtung	3
Bild 5: Der Spreizdorn	4
Bild 6: Der Drahtablauf	6
Bild 7: Projekt KA 3826	7
Bild 8: Projekt KA 5006	7
Bild 9: Projekt KA 3942	7
Bild 10: Projekt KA 3758	7
Bild 11: Projekt KA 5053	7
Bild 13: Grundrahmen KA 5006	8
Bild 14: Grundrahmen KA 3942	8
Bild 12: Der Grundrahmen	8
Bild 15: Grundrahmen KA 3758	9
Bild 16: Grundrahmen KA 5053	9
Bild 17: Prinzip der Not- Aus-Schaltung	10
Bild 18: zentrischer Drehpunkt	11
Bild 19: seitlicher Drehpunkt	11
Bild 20: Der Aufbau des sogenannten direkten Antriebes	14
Bild 22: Die Drehverbindung	15
Bild 21: Der Aufbau des Innenzahnradantriebs	15
Bild 23: Der Aufbau des Kettenradantriebs	16
Bild 24: Das Prinzip des Kontaktbleches	16
Bild 25: Der Aufbau des Einfachdorns	17
Bild 26: Der Aufbau des Spreizdorns	18
Bild 27: zentrischer Drehpunkt der Schwinge	22
Bild 28: seitlicher Drehpunkt der Schwinge	22
Bild 29: Übersicht der Vorzugslösung zur weiteren Optimierung	23
Bild 30: Vereinfachung des Modells der Schwinge	26

Bild 31: Randbedingungen beim Kippvorgang	27
Bild 32: Drehung des Koordinatensystems	27
Bild 33: Lasten und Abhängigkeiten	28
Bild 34: Festgelegte Abhängigkeit	28
Bild 35: Pin- Abhängigkeit	28
Bild 36: Die Konvergenzeinstellung.....	29
Bild 37: zulässige Verformung der Anschlusskonstruktion.....	30
Bild 38: Deformation der Schwinge	31
Bild 39: Vergleichsspannung der Schwinge	32
Bild 40: Erste Optimierung der Schwinge	33
Bild 41: Deformation der ersten optimierten Schwinge	34
Bild 42: Vergleichsspannung der ersten optimierten Schwinge	35
Bild 43: Bremsscheibe in der Außenlage.....	36
Bild 44: Bremsscheibenauswahl anhand des Bremszangenmomentes,.....	37
Bild 45: Optimierung der Bremsscheibe in der Innenlage.....	37
Bild 46: Optimierung des Antriebes	38
Bild 47: Optimierung des Drehtellers	39
Bild 48: Deformation des Aufnahmedorns mit sechs Dornsegmenten.....	40
Bild 49: Vergleichsspannung des Aufnahmedorns mit sechs Dornsegmenten.....	40
Bild 50: Deformation des Aufnahmedorns mit vier Dornsegmenten.....	41
Bild 51: Vergleichsspannung des Aufnahmedorns mit vier Dornsegmenten	41
Bild 52: Dreiecksverhältnis der Schwinge	42
Bild 53: Deformation der ersten optimierten Schwinge	45
Bild 54: Vergleichsspannung der ersten optimierten Schwinge	46
Bild 55: Deformation der ursprünglichen Schwinge	47
Bild 56: Vergleichsspannung der ursprünglichen Schwinge	47
Bild 57: Deformation der zweiten optimierten Schwinge	48
Bild 58: Vergleichsspannung der zweiten optimierten Schwinge.....	49
Bild 59: Optimierung des Verfahrkastens und Grundrahmens	50
Bild 60: Variante 1 bis 3 des Drahtablaufes.....	51
Bild 61: Variante 4 bis 6 des Drahtablaufes.....	52
Bild 62: Variante 7 bis 8 des Drahtablaufes.....	53

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht möglicher Varianten	4
Tabelle 2: Übersicht gleicher Schwingen	12
Tabelle 3: Übersicht der Schwingen für 3 000 kg Drahtbundgewicht	12
Tabelle 4: Kosten und Bewertung des Grundrahmens	19
Tabelle 5: Kosten und Bewertung ausgewählter Antriebsmechanismen.....	20
Tabelle 6: Kosten und Bewertung der Schwingen für 3 000 kg Drahtbundgewicht.....	21
Tabelle 7: Veränderungen für die erste Optimierung der Schwinge	33
Tabelle 8: Ermittlung des Hubes des Hydraulikzylinders	43
Tabelle 9: Zylinderauswahl über die theoretische Kraft in N	44
Tabelle 10: Beispiele der Modularität	51

Abkürzungsverzeichnis

d	mm	Drahtdurchmesser
d_a / r_a	mm	Außendurchmesser/Außenradius Drahtbund
d_i / r_i	mm	Innendurchmesser/Innenradius Drahtbund
d_{\min}	mm	erforderlicher kleinster Wellendurchmesser
FF		Füllfaktor
F_D	N	Gewichtskraft Drehteller
F_{ges}	N	Gewichtskraft Schwinge, Drehverbindung, Drehteller, Aufnahmedorn, Drahtbund
F_S	N	Gewichtskraft Schwinge, Drehverbindung
$F_{\text{spez Z}}$	N	spezifische Zugkraft
F_{zyl}	N	Zylinderkraft
h	mm	Höhe Drahtbund
H	mm	Höhe zwischen Schwingen- und Lagerbockdrehpunkt
i_{ges}		Gesamtübersetzung
J	kg m^2	Trägheitsmoment
m	kg	Masse
M	Nm	erforderliches Bremsmoment
M_A	Nm	Bremsmoment
M_L	Nm	Lastmoment
n	1/min	Drehzahl
q_{BD}	Nm	Streckenlast vom Drahtbund und Aufnahmedorn
S_F		Sicherheit gegen Fließen
t_B	s	Bremszeit
T	Nmm	Torsionsmoment
V_{Hohlzyl}	mm^3	Volumen Hohlzylinder
W_t	mm^3	Widerstandsmoment
X	mm	Länge zwischen Schwingen- und Lagerbockdrehpunkt
Y	mm	Länge zwischen Lagerbock- und Hydraulikzylinderdrehpunkt
Z1	mm	benötigter ausgefahrener Hub des Hydraulikzylinders
Z2	mm	tatsächlich eingefahrener Hub des Hydraulikzylinders

ZT mm	Länge der Zusatzteile für den Hydraulikzylinder;
α, β °	Hydraulikzylinderwinkel
μ_{II} °	Übertragungswinkel
ρ g/kcm	Dichte
τ_{t0} N/mm ²	Fließgrenze bei Torsion
τ_{tF} N/mm ²	Torsionsoberspannung
$\tau_{t\text{zul}}$ N/mm ²	zulässige Torsionsspannung

1 Einleitung

Die vorliegende Diplomarbeit wurde in der Firma KIESELSTEIN GmbH erstellt. Das Unternehmen beschäftigt sich mit Drahtziehmaschinen. Wichtige Bestandteile dieser Anlage sind, der Drahtablauf, die Ziehmaschine und die Spulmaschine. Dabei soll im Nachfolgenden der Drahtablauf näher untersucht werden. Er soll hinsichtlich seines Herstellungsaufwandes verbessert und seiner Gesamtkosten minimiert werden. Desweiteren gibt es auf der einen Seite für den Drahtablauf verschiedene Projekte und auf der anderen Seite unterschiedliche Kundenwünsche. Wenn ein neuer Drahtablauf für einen Kunden konstruiert wird, wird dieser meistens aus verschiedenen Modellen neu zusammengestellt anstatt ein Einheitsmodell zu verwenden.

Dieses Problem führt zu der Aufgabenstellung, den Drahtablauf kostenoptimiert zu konstruieren. Dabei wird das Ziel gesetzt einen modularen Aufbau zu entwickeln, um so besser auf Kundenwünsche einzugehen und somit in der Branche wettbewerbsfähig zu bleiben. Eine Patentrecherche zeigte, dass auf diesem Gebiet noch keine ausführliche Untersuchung stattgefunden hat.

Nachfolgend wird der detaillierte Aufbau des Drahtablaufes dargestellt. Dabei werden einzelne Varianten aufgezeigt und miteinander verglichen. Die darauf basierende Vorzugslösung, wird mit Hilfe des Tools „Belastungsanalyse“ des Konstruktionsprogramms Autodesk Inventor Professional 2009 berechnet. Anschließend wird die schrittweise ablaufende Optimierung der einzelnen Baugruppen aufgezeigt.

2 Der Drahtablauf und seine Funktionsanalyse

Die Aufgabe eines Drahtablaufes besteht im Vereinfachen des Abwicklungsvorgangs des Drahtes von einem Drahtbund. In der heutigen Drahtverarbeitungsindustrie existieren verschiedene Varianten des Drahtablaufes, die sich an den Kundenwünschen orientieren. Sie werden im Zusammenhang mit der Funktion der einzelnen Baugruppen im Nachfolgenden beschrieben.

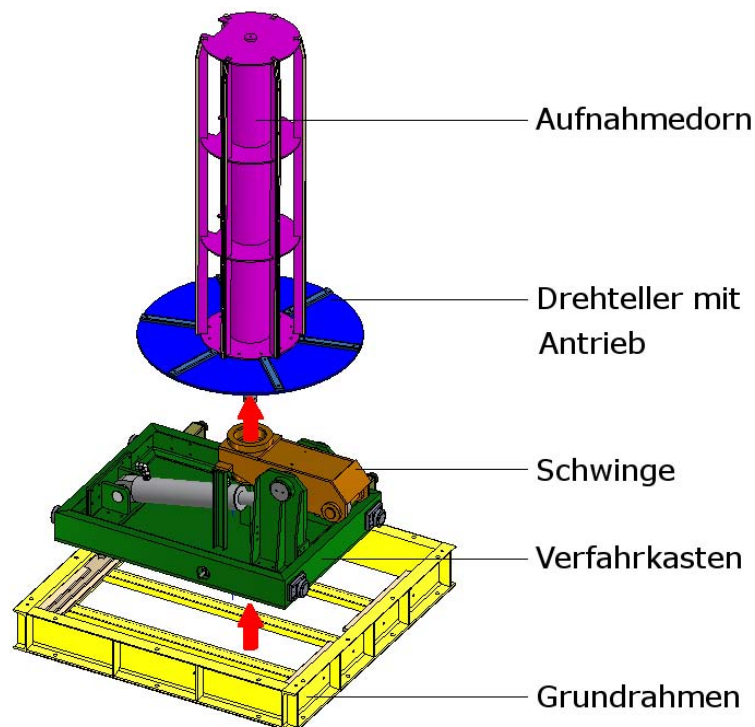


Bild 1: Allgemeiner Drahtablauf

Im Allgemeinen besteht der Drahtablauf aus vier Komponenten. Zu Ihnen gehören der Grundrahmen, der Verfahrkasten mit Schwinge, der Drehteller mit Antrieb und der Aufnahmedorn (siehe Bild 1).

Der Grundrahmen ist das Fundament des Drahtablaufes. Durch ihn wird die Konstruktion auf dem Boden verankert und die Kraft weitergeleitet. Als nächstes wird der Verfahrkasten in den Grundrahmen integriert und kann auf seitlich angebrachten Schienen entlang rollen. Er besitzt eine Not-Aus-Funktion, die verhindert, dass es zum Drahriss kommt.

Auf speziellen Kundenwunsch ist es möglich den Verfahrkasten aus der Konstruktion herauszunehmen. Ein Sonderfall dieser Variante ist der Überkopfablauf (siehe Bild 2), welcher die

Drahtabschaltfunktion im Überkopfgestell integriert hat. Das hat zur Folge, dass er keinen Verfahrkasten besitzt.

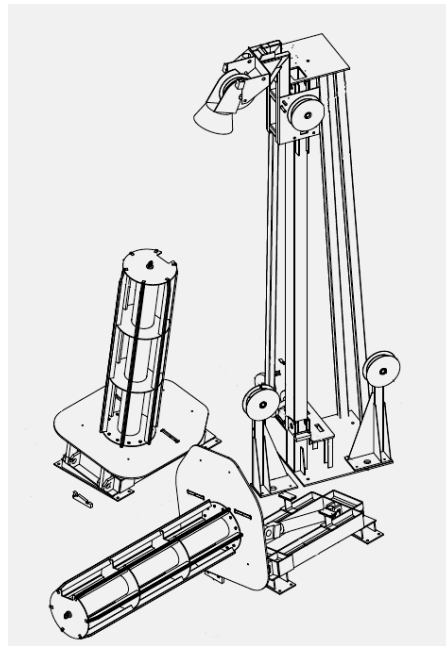


Bild 2: Der Überkopfablauf

Auf dem Verfahrkasten befindet sich die Schwinde. Durch einen hydraulischen Zylinder kann diese in einen gekippten Zustand gebracht werden. Der Kunde kann sich bei der Kipprichtung für eine von zwei Varianten entscheiden. Zum einen gibt es das Kippen parallel zur Drahtablaufaufrichtung (siehe Bild 3) und zum anderen das Kippen rechtwinklig zur Drahtablaufaufrichtung (siehe Bild 4). Die Kippfunktion ist vor allem für Kunden von Vorteil, die Gabelstapler zum Bestücken einsetzen. Aber die Schwinde kann z.B. bei einer Bestückung mit dem Kran, wo der Einsatz des Kippens überflüssig ist, entfallen.

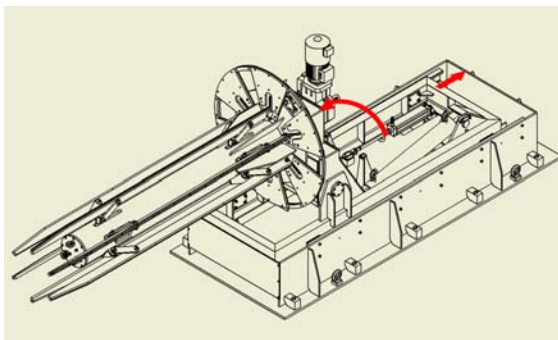


Bild 3: Aufnahmedorn parallel zur Drahtablaufaufrichtung

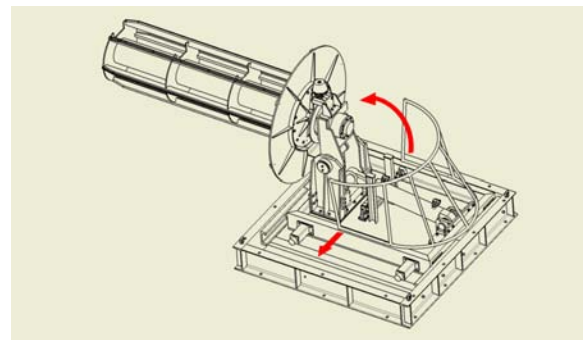


Bild 4: Aufnahmedorn senkrecht zur Drahtablaufaufrichtung

Der Antrieb ist mit der Schwinge verbunden und dient dazu, den Drehteller mit dem Aufnahmedorn anzutreiben. Bisher wurde dafür der sogenannte direkte Antrieb, der Kettenradantrieb oder der Innenzahnradantrieb eingesetzt. Der Begriff „der sogenannte direkte Antrieb“ ist eine Firmeninterne Bezeichnung und bedeutet, dass der Drahtablauf von einer Welle durch einen Getriebemotor direkt angetrieben wird.

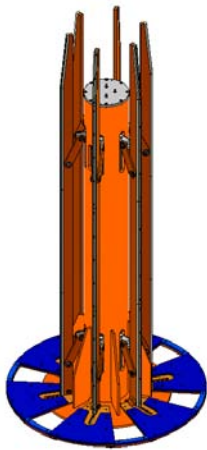
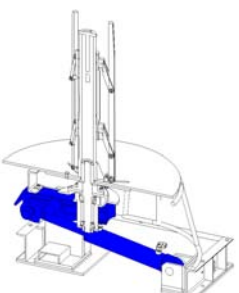


Bild 5: Der Spreizdorn

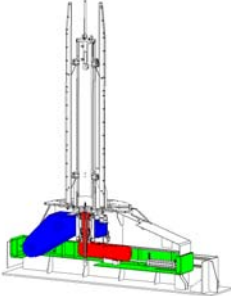
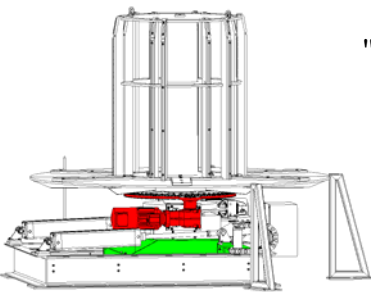
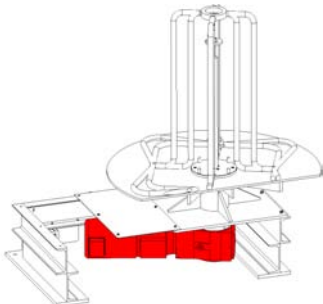
Der Aufnahmedorn hat die Aufgabe den Drahtbund zu fixieren, sodass es beim Rotieren zu keiner Unwucht kommt. Für die Gestaltung des Aufnahmedorns gibt es verschiedene kundenspezifische Möglichkeiten. Möchte der Kunde mit dem gleichen Ablauf verschiedene Drahtbunde abwickeln, so braucht man einen Spreizdorn (siehe Bild 5), der sich ideal an den Innendurchmesser anpasst. Wenn der Kunde nur eine Bundgröße einsetzt, verwendet man einen Einfachdorn (siehe Bild 1).

Alle diese Anforderungen müssen im Einzelnen betrachtet und bewertet werden. Dafür ist es günstig ein Baukastensystem zu erstellen, sodass die einzelnen Komponenten entsprechend der konkreten Kundenwünsche schnell und effektiv, ohne zusätzlichen Konstruktionsaufwand ausgetauscht werden können. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht, wie vielseitig die Kundenwünsche für einen Drahtablauf sein können.

Tabelle 1: Übersicht möglicher Varianten

Beispiele	Kippbarkeit (blau)	Antrieb (rot)	Verfahrkasten (grün)
	—	—	—
	X	—	—

Fortsetzung Tabelle 1: Übersicht möglicher Varianten

Beispiele	Kippbarkeit (blau)	Antrieb (rot)	Verfahrkasten (grün)
	X	X	—
	X	X	X
	—	X	X
	—	—	X
	X	—	X
	—	X	—

X...Baugruppe vorhanden

—... Baugruppe nicht vorhanden

Wie in Tabelle 1 zu sehen ist, gibt es neun prinzipielle Möglichkeiten einen Drahtablauf zu gestalten, wenn man die Kippbarkeit, den Antrieb und den Verfahrkasten miteinander variieren möchte. Bei dieser großen Anzahl von Varianten ist das Prinzip des Baukastensystems anzuwenden.

Die Firma KIESELSTEIN GmbH hat für fast identische Kundenwünsche verschiedene Lösungen entwickelt. Diese müssen analysiert und ausgewertet werden. Mit einer Variantenbewertung kann die beste Variante der einzelnen Komponenten bezüglich der Montage, der Herstellung und der Minimierung des Konstruktionsaufwandes ermittelt und festgelegt werden. Dies wird im nächsten Kapitel detailliert dargestellt.

3 Die konstruktive Analyse

In den nachfolgenden Unterkapiteln wird eine Analyse der einzelnen Baugruppen vorgenommen, die Bestandteile eines Drahtablaufes (siehe Bild 6) sind.

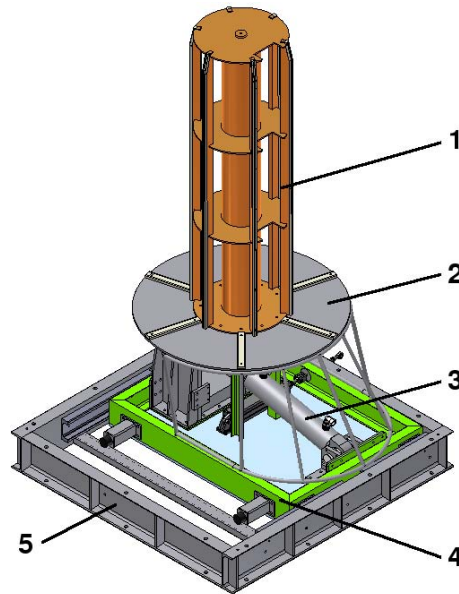


Bild 6: Der Drahtablauf

Dabei wird als erstes der Grundrahmen (5) ausgewertet. In diesem befindet sich der Verfahrkasten (4). Die Größe des Verfahrkastens ist abhängig vom verwendeten Drahtbundgewicht. Es wird zwischen den Varianten starr und kippbar mit einem Kippgelenk, welches sich an der Schwinge befindet und durch einen Hydraulikzylinder gekippt wird (3), unterschieden. Im nächsten Schritt wird der Drehteller (2) mit dem Aufnahmedorn (1) betrachtet.

Für diese Analyse wurden fünf Projekte (siehe Anhang A1) der Firma KIESELSTEIN GmbH herangezogen. Dabei wurde der Unterschied in der Kippbarkeit und der Auswahl des Antriebssystems betrachtet und eine Auflistung der Drahtablaufwerte für den Drahtdurchmesser, die Dornlänge, die Ablaufgeschwindigkeit und die Ringabmessung erstellt. Für die Drahtablaufwerte wurden folgende Daten festgelegt:

Drahtdurchmesser = 1...19 mm

Dornlänge $\approx 1 \text{ m/Tonne}$

Geschwindigkeit = max. 150 ... 200 m/min

Im Weiteren werden die zu analysierenden Projekte mit Kippfunktion in der folgenden Übersicht dargestellt:

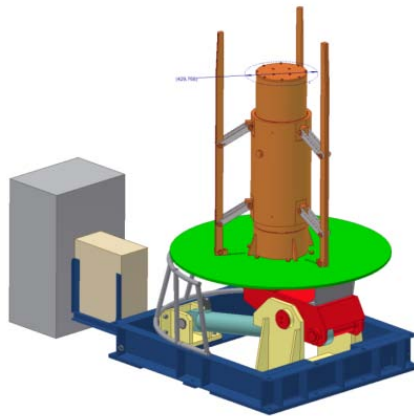


Bild 7: Projekt KA 3826

! Spreizdorn
einfache Lagerung
kein Verfahrkasten

Spreizdorn
direkter Antrieb "

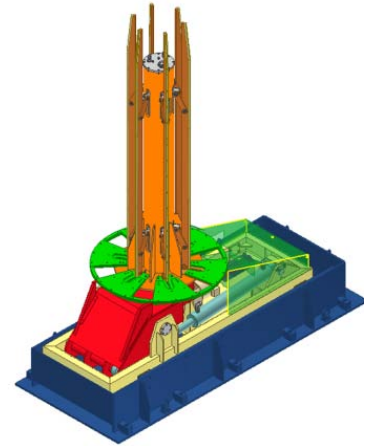


Bild 8: Projekt KA 5006

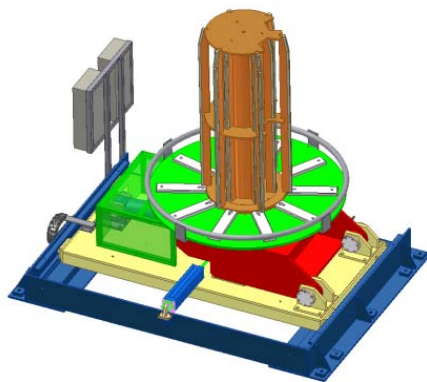


Bild 9: Projekt KA 3942

! Einfachdorn mit
Adapter
Innenzahnradantrieb

Einfachdorn
einfache Lagerung "

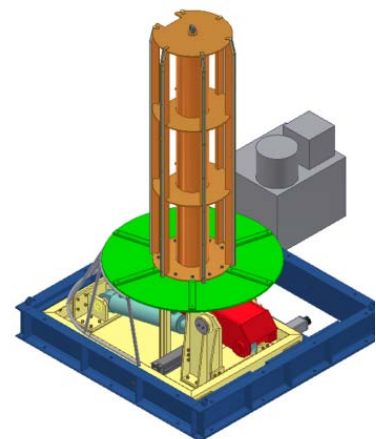


Bild 10: Projekt KA 3758

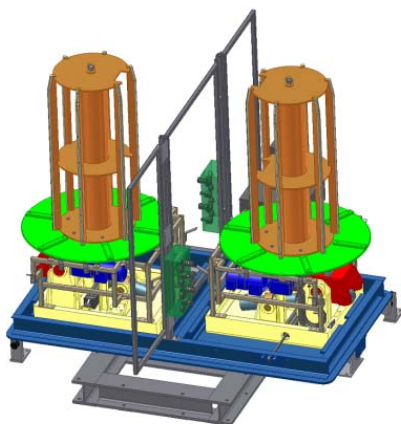


Bild 11: Projekt KA 5053

! Einfachdorn
Kettenradantrieb

3.1 Der Grundrahmen

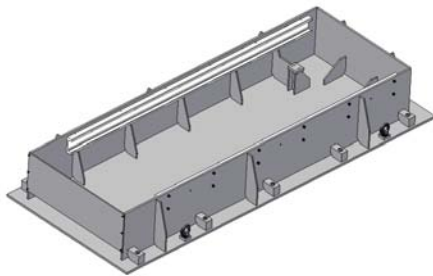


Bild 12: Der Grundrahmen

Der Grundrahmen (siehe Bild 12) leidet die Ziehkräfte und Gewichtskräfte in das Fundament ein und dient dazu, dass der Verfahrkasten bei einem Drahtstau entlang der innen angebrachten Schienen rollen kann. Die Gleitschienen sind über eine kraftschlüssige und formschlüssige Verbindung am Grundrahmen

befestigt. Damit der Ablauf bei ruckartigen Bewegungen nicht kippt oder sich verschiebt, sorgen die Ankerbolzen für einen festen Stand auf dem Boden. Zusätzlich kann er mit Dämpfern ausgestattet werden, die die Aufprallkräfte in den Grundrahmen weiterleiten und das Zurückprallen des Verfahrkastens vermeiden. Diese können sich auch wahlweise am Verfahrkasten befinden. Im Nachfolgenden werden in einer Übersicht die verschiedenen Möglichkeiten zur Gestaltung des Grundrahmens mit seitlichen Fahrschienen zum Rollen des Verfahrkastens aufgezeigt:

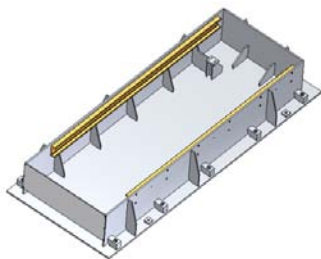


Bild 13: Grundrahmen KA 5006

Auf einer großen Hauptplatte sind vier Platten in einer Rechteckform zusammengeschweißt. Innen und Außenrippen dienen zur Verstärkung der Seitenwände und zur besseren Kraftübertragung.

Maße: 3080 mm x 1670mm x 211 mm

Gewicht: 2730,0 kg.

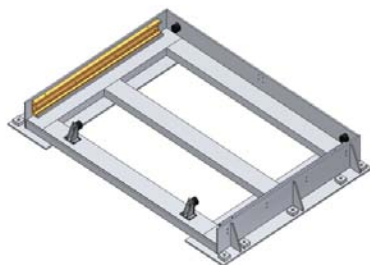


Bild 14: Grundrahmen KA 3942

Vier Platten mit seitlichen Versteifungen bilden den Grundrahmen, der auf zwei Bodenplatten angeschweißt ist. Eine von vier Platten wurde in der Höhe den Bodenprofilen angepasst. Diese sorgen dafür, dass es zu keiner Verzerrung in der Grundform kommt.

Maße: 2540 mm x 1865mm x 265 mm

Gewicht: 853,0 kg.

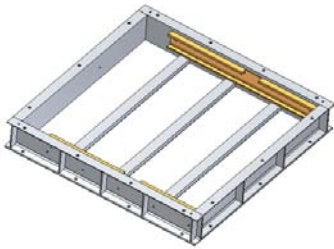


Bild 15: Grundrahmen KA 3758

Vier zusammengeschweißte U-Profile mit Verstärkungsrippen bilden den Grundrahmen. Damit eine gleichmäßige rechteckige Form erhalten bleibt und es zu keiner Verzerrung kommt, sind an dessen Unterseite drei weitere U-Profile angebracht.

Maße: 2150 mm x 1950 mm x 300 mm

Gewicht: 611,0 kg.

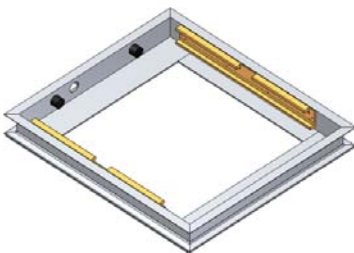


Bild 16: Grundrahmen KA 5053

Diese Variante besteht aus vier zusammengeschweißten U-Profilen, die ihre Stabilität durch vier angeschweißte Unterlegplatten bekommen.

Maße: 1670 mm x 1496 mm x 215 mm

Gewicht: 627,5 kg.

Bei einer Bewertung aller vier Projekte ergibt sich für die U-Profile (siehe Bild 15 und Bild 16) ein Vorteil in den Herstellungskosten, da gegenüber den Platten lediglich ein Schweißaufwand für die Versteifungen entsteht. Bei den Platten (siehe Bild 13 und Bild 14) müssen zusätzlich zu den inneren und äußeren Versteifungen die Seitenwände mit dem Boden verschweißt werden und dadurch kommt es zu erhöhten Schweißkosten.

Ein weiterer Vorteil ist, dass überflüssiges Material im Bodenbereich wie im Bild 13, vermieden wird. Versteifungen an der Vorderwand, wo der Verfahrkasten auf die Wand trifft, sind überflüssig, da dort keine Gewichtskräfte wirken. Hierfür wäre eine einfache Platte ausreichend. Eine weitere Möglichkeit ist, die Dämpfer auf den U-Profilen zu befestigen, wie sie im Projekt KA 3942 realisiert wurde.

Die Durchschnitsmaße liegen bei 1 400 mm x 300 mm x 2 000 mm. Bei einem Drahtablauf mit Verfahrfunktion besteht die beste konstruktive Lösung für den Grundrahmen in einer Kombination aus KA 3758 und KA 3942, weil im Projekt KA 5006 zu viel überflüssiges Material eingesetzt wurde und das Projekt KA 5053 ohne die Versteifung der U-Profile keine ausreichende Stabilität gegenüber den Ziehkräften und Gewichtskräften aufweist.

3.2 Der Verfahrkasten mit Schwinge

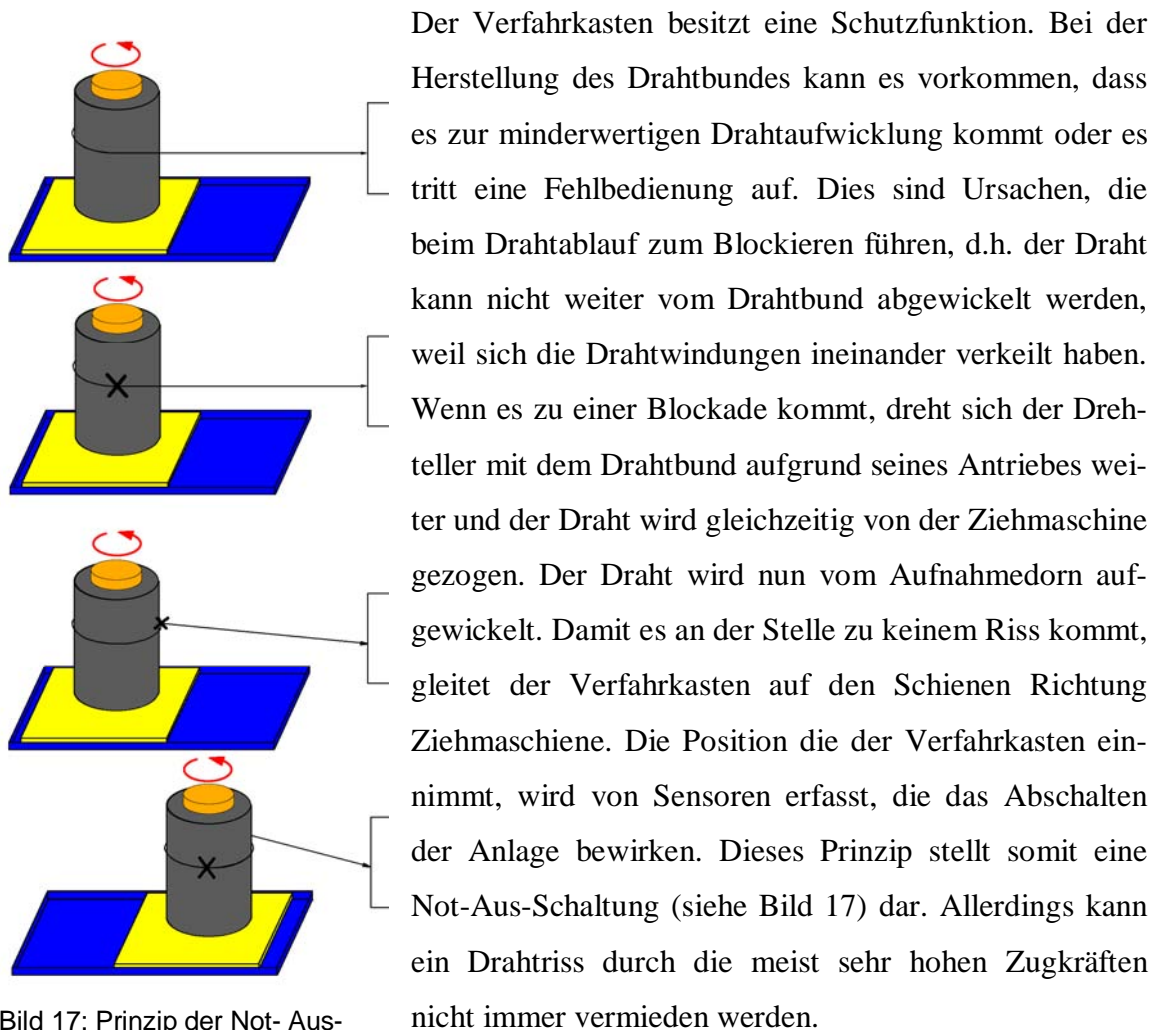


Bild 17: Prinzip der Not- Aus-
Schaltung

Die Höhe des Verfahrkastens ist sehr stark von der gewählten Antriebsart abhängig. Wenn der direkte Antrieb eingesetzt wird, ist er gegenüber den anderen Varianten höher. Plant man hingegen einen Innenzahnradantrieb oder Kettenradantrieb ist der Verfahrkasten sehr breit. Eine bestimmte Größe kann somit an diesem Punkt noch nicht festgesetzt werden.

Die Schwinge wird über das Kippgelenk hydraulisch geschwenkt, sodass der Drahtbund auf den Aufnahmedorn aufgebracht werden kann. Es gibt prinzipiell zwei Möglichkeiten, die Schwinge zu bewegen:

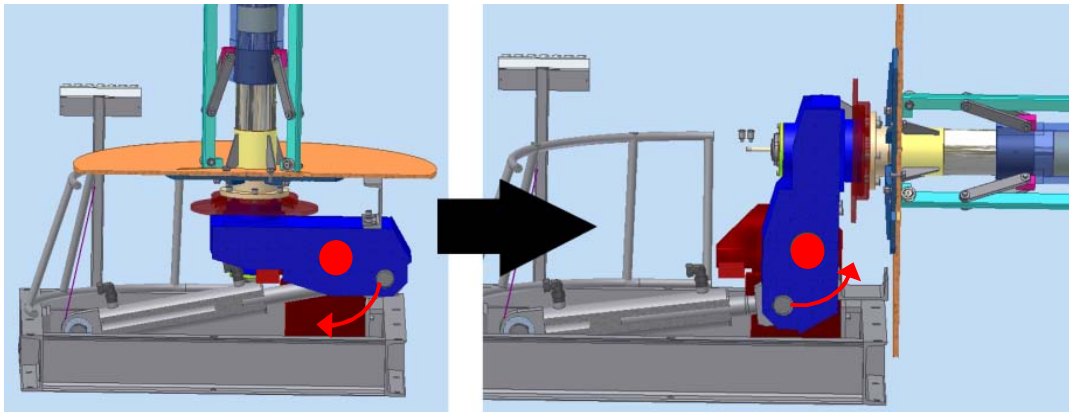


Bild 18: zentrischer Drehpunkt

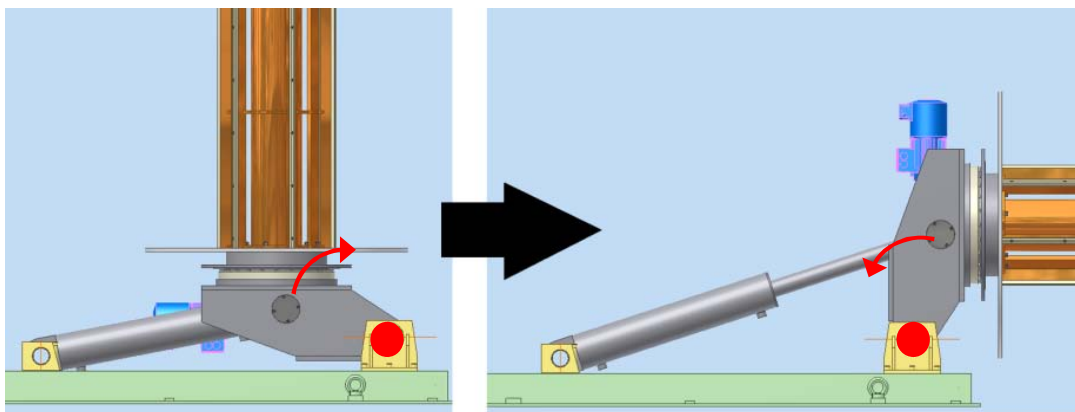
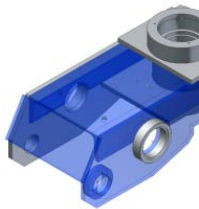
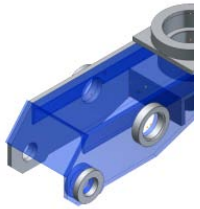


Bild 19: seitlicher Drehpunkt

Bei der einen Lösung befindet sich der Drehpunkt zentrisch in der Schwinge (siehe Bild 18) und der Kraftangriffspunkt wird unterhalb des Drehpunktes entlang geführt. Deshalb muss dieser weit oben angebracht werden. Dies hat zur Folge, dass es zur Vergrößerung der Höhe des Drahtablaufes kommt. Die andere Lösung ist, dass der Drehpunkt in der Schwinge (siehe Bild 19) seitlich angebracht wird. Dadurch hat der Drahtablauf gegenüber der anderen Variante eine geringere Höhe. Bei beiden ist der Übertragungswinkel $\mu_{II} / 9 / S. 149$ zwischen dem treibenden Glied Zylinder und das angetriebene Glied Schwinge im ungekippten Zustand sehr klein und führt somit zu hohen Lagerbelastungen in den Lagerböcken.

Das Gewicht der Schwinge schwankt zwischen den fünf Projekten sehr stark. Um eine geeignete Auswahl treffen zu können, wird im Nachfolgenden eine Übersicht mit den wichtigsten Abmaßen aufgezeigt:

Tabelle 2: Übersicht gleicher Schwingen

	KA 3826	KA 5053	KA 3758
			
Gewicht Schwinge:	106 kg	145 kg	199 kg
Gewicht Drahtbund:	1 000 kg	1 500 kg	3 000 kg
Maße			
Länge:	705 mm	753 mm	983 mm
Höhe:	310 mm	330 mm	370 mm
Breite:	370 mm	365 mm	390 mm

Die in Tabelle 2 betrachteten Schwingen sind vom Aufbau gleich und unterscheiden sich in der Größe, die vom Drahtbundgewicht abhängig ist. Dabei steigen die Werte mit zunehmendem Drahtbundgewicht linear an. Zum weiteren Vergleich der verschiedenen Schwingen wird beispielhaft für alle drei Projekte das Projekt KA 3758 bewertet.

Tabelle 3: Übersicht der Schwingen für 3 000 kg Drahtbundgewicht

	KA 5006	KA 3942	KA 3758
			
Gewicht Schwinge:	885 kg	476 kg	199 kg
Maße			
Länge:	1492 mm	1295 mm	983 mm
Höhe:	805 mm	425 mm	370 mm
Breite:	838 mm	920 mm	390 mm
Herstellungsaufwand	&	("

&... hoch " ...mittel (... gering

In Tabelle 3 werden verschiedene Schwingen betrachtet, wobei KA 3758 stellvertretend für die zwei Schwingen von KA 3826 und KA 5053 steht. Bei der Gestaltung der Schwinge gibt es in den einzelnen Projekten große Unterschiede. Die Schwinge des Projektes KA 5006 hat ein überdimensioniertes Gewicht und der Bearbeitungsaufwand ist durch die innenliegenden Zwischenplatten, sowie den Innenbereich der Aufnahmebuchse für die Antriebswelle erhöht. Aufgrund dieser beiden Tatsachen, wird diese Variante nicht weiter verfolgt.

Betrachtet man nun hingegen die Projekte KA 3942 und KA 3758 so sind diese viel günstiger gestaltet, da weniger Material zum Einsatz kommt und die Konstruktion somit leichter ist. Stellt man diese beiden Projekte gegenüber, erschwert sich die Auswahl durch die verschiedenen Antriebsmechanismen der beiden Varianten. Bei KA 3942 besteht der Vorteil darin, dass die Aufnahmebuchse nicht in der Schwinge angeschweißt, wie bei den anderen Projekten, sondern durch Schrauben befestigt wird. Damit ist der Herstellungsaufwand geringer. Durch die große Drehverbindung mit Innenverzahnung, welches auf der kompletten Oberseite der Schwinge montiert ist, müssen die Abmaße größer gewählt werden als bei KA 3758.

Im Allgemeinen kann man abschließend für das Modul Schwinge sagen, dass man eine Auswahl aus zwei Projekten treffen muss. Dabei kann man erst bei einer Entscheidung des Antriebes festlegen, ob die Schwinge des Projekt KA 3942 oder KA 3758 eingesetzt wird.

3.3 Der Antrieb mit Drehteller

Auf dem Drehteller befindet sich der Drahtbund. Damit der Draht nicht nach unten weggleitet, kommt ein Drahtabweiser zum Einsatz.

3.3.1. Der sogenannte direkte Antrieb

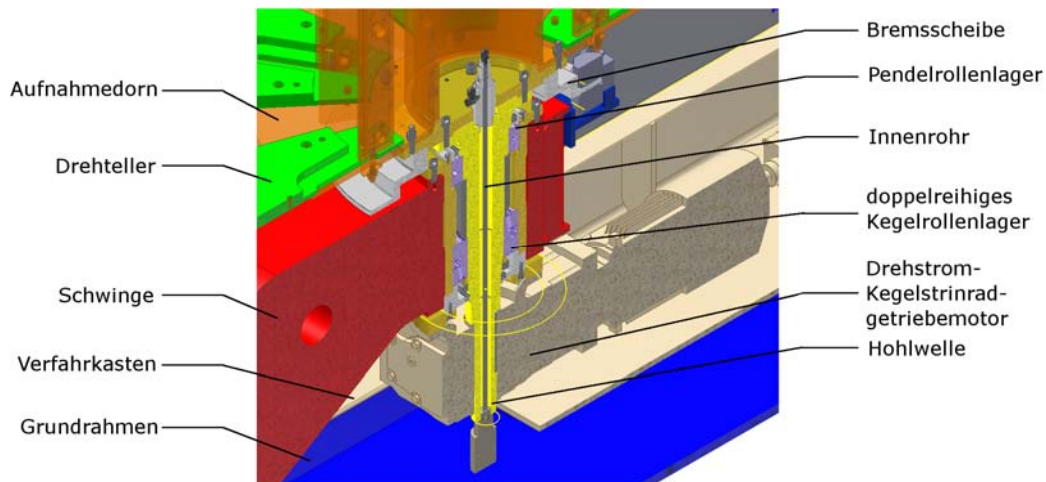


Bild 20: Der Aufbau des sogenannten direkten Antriebes

Der Drehteller mit dem Aufnahmedorn wird über eine Welle von einem Drehstrom-Kegelstrinradtriebemotor angetrieben. Die Welle geht durch die Schwinge und wird durch ein Pendelrollenlager, sowie einem doppelreihigen Kegelrollenlager gelagert (siehe Bild 20). Das Pendelrollenlager hält hohen axialen sowie radialen Kräften stand und wird zum Ausgleichen von Fluchtfehlern sowie von winkliger Wellenlagerung eingesetzt. Die Welle wird über einen Motor angetrieben und kann sowohl als Vollwelle oder Hohlwelle eingesetzt werden. Die Hohlwelle kommt in Verbindung mit einem Spreizdorn zum Einsatz. Im Inneren der Hohlwelle befindet sich ein Innenrohr, welches das Hydrauliköl von der Drehdurchführung zum Spreizdorn leitet. Über eine Bremsscheibe kann der Ablauf angehalten werden.

3.3.2. Der Innenzahnradantrieb

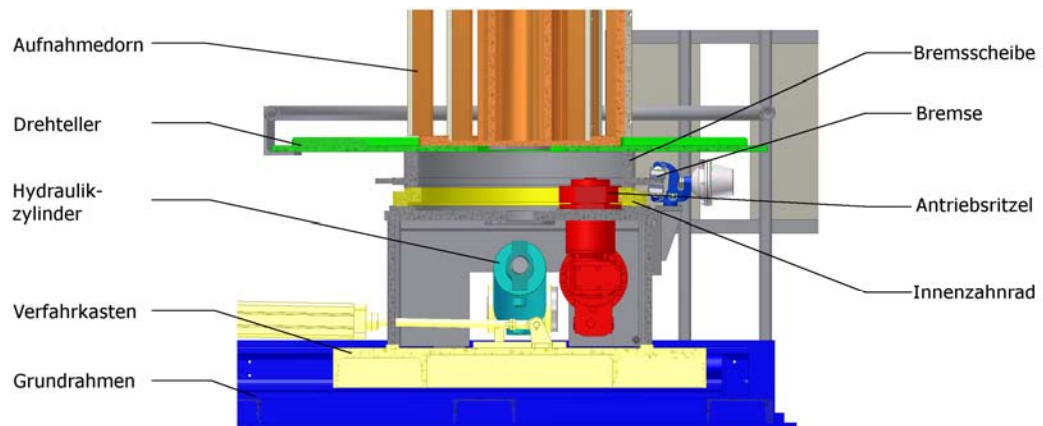


Bild 21: Der Aufbau des Innenzahnradantriebs

Eine Drehverbindung ist mit einer Innenverzahnung versehen und wird durch ein Ritzel (siehe Bild 21) angetrieben. Das Zahnrad kann auf einem Freilauf aufgebracht werden. „Die Freiläufe sind Maschinenelemente mit besonderen Eigenschaften. In der einen Drehrichtung [kommt es zu] keine[r] Verbindung zwischen Innenring und Außenring. Der Freilauf läuft frei. In der anderen Drehrichtung [ist] feste Verbindung zwischen Innen und Außenring [vorhanden]. [M]an kann in dieser Drehrichtung ein hohes Drehmoment übertragen.“/1/ S. 3. Die Drehverbindung mit Innenverzahnung sieht wie folgt aus:

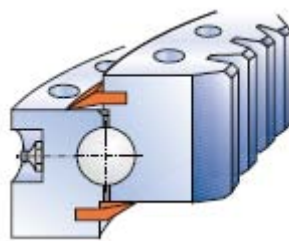


Bild 22: Die Drehverbindung

IMO Momentenlager GmbH: Katalog: DV 205 D, S.55

Im Innenzahnradantrieb wurde eine einreihige Drehverbindung (Bild 22) verwendet. Der Vorteil eines solchen Antriebes ist die Aufnahme hoher Kippmomente. Weiterhin werden viel weniger Zusatzteile benötigt und die Bauhöhe des Drahtablaufes ist geringer.

Der Kettenradantrieb

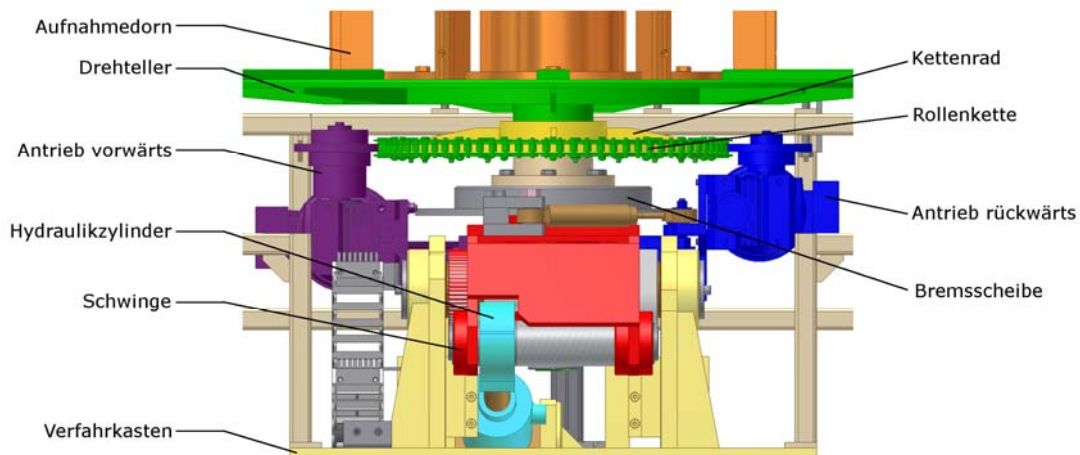


Bild 23: Der Aufbau des Kettenradantriebs

Beim Kettenzahnradantrieb (siehe Bild 23) wird der Drehteller mittig gelagert. Auf der Lagerwelle befindet sich das Kettenrad mit der Rollenkette, das über ein Ritzel angetrieben wird. Das Ritzel wird über eine einfache Antriebswelle vom Motor angetrieben und auch hier wird ein Freilauf zum Schutz des Motors eingesetzt.

3.3.3. Das Abbremsen des Antriebes

Es gibt zwei verschiedene Arten den Draht vom Drahtbund abzuwickeln. Erstens den geregelten Antrieb, bei dem der Motor über ein Kontaktblech (siehe Bild 24) geregelt wird.



Bild 24: Das Prinzip des Kontaktbleches

Der Draht wird durch den Antrieb vom Drahtablauf schneller abgewickelt als die Ziehmaschine zieht. Der Draht hängt durch und kommt in Berührung mit dem Kon-

taktblech. Dieses gibt eine Information an den Antrieb weiter, dass er für ein bestimmtes Zeitintervall langsamer drehen soll. Danach dreht er erneut schneller, bis der Draht wieder Kontakt mit dem Kontaktblech hat. Die Bremse dient als Not-Aus-Funktion.

Zweitens gibt es den Draht, der von der Ziehmaschine abgezogen wird, und dadurch immer gespannt ist. Hier ist eine Bremse sinnvoll, damit der Ablauf nicht voreilen kann und mehr Draht als notwendig abgewickelt wird.

3.4. Der Aufnahmedorn

Der Aufnahmedorn dient dazu, den Drahtbund zu fixieren, damit es beim Drehen zu keiner Unwucht kommt. Die durchschnittlichen Maße liegen bei einem Durchmesser von ca. 750 mm und bei einer schwankenden Höhe von 1 400 bis 3 500 mm.

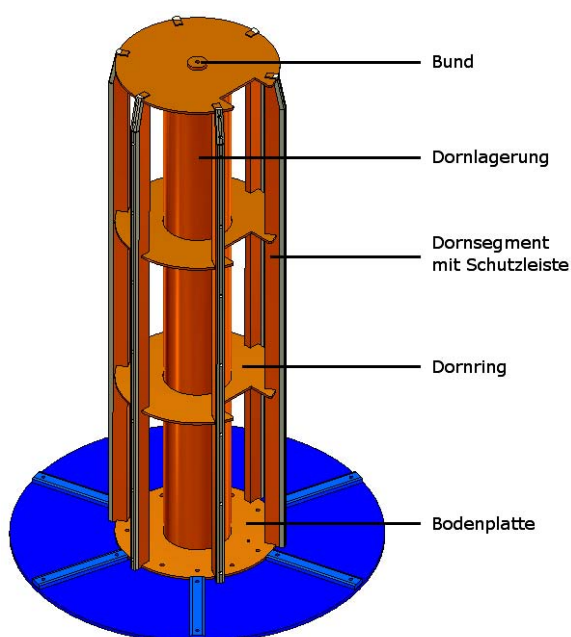


Bild 25: Der Aufbau des Einfachdorns

Es gibt zum einen die einfache Ausführung des Aufnahmedorns (siehe Bild 25). Diese besteht aus einer überschaubaren Konstruktion.

Im Zentrum befindet sich die Dornlagerung, welches ein einfaches Stahlrohr ist. Es wird unten an einer Bodenplatte angeschweißt und oben von einem Dornring abgeschlossen. Zusätzliche in der Mitte angebrachte Dornringe mit seitlichen Dornsegmenten, sorgen für eine ausreichende Stabilität des Aufnahmedorns.

Zum anderen existiert die kompliziertere Variante des Spreizdorns (siehe Bild 26). Er besteht aus wesentlich mehr Komponenten. Der Grund dafür ist, dass die Dornsegmente verschiebbar sind und sich dadurch perfekt an jede beliebige Bundgröße anpassen. Dies ist vor allem für Kunden geeignet, die immer wieder verschiedenen Bundgrößen abwickeln müssen.

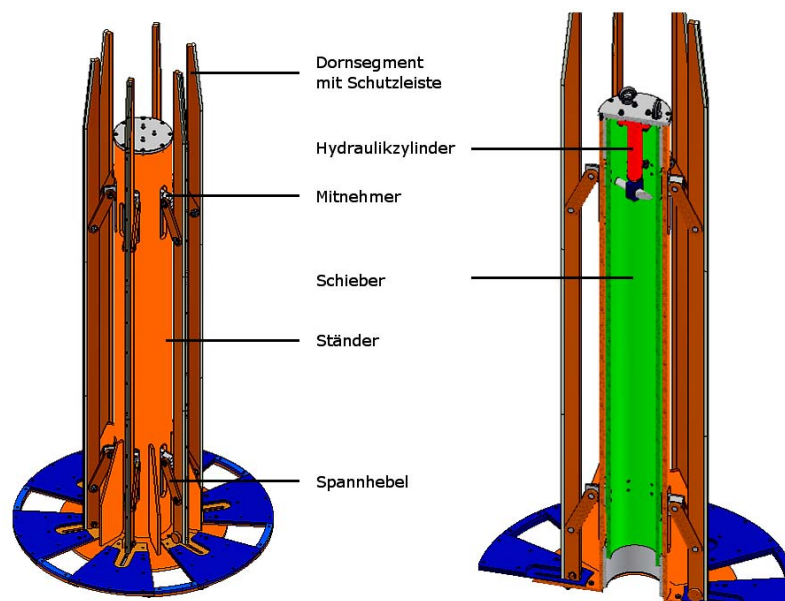


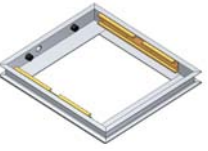
Bild 26: Der Aufbau des Spreizdorns

Im Inneren des Ständers befindet sich der Schieber, ein langes Rohrstück, das im Bild 26 grün dargestellt ist. Dieser wird durch einen Hydraulikzylinder nach unten geschoben. Die an dem Schieber befindlichen Mitnehmer bewegen sich mit. Durch die Spannhebel werden die Dornsegmente entlang ihrer Bahn geschoben, wodurch sich der Aufnahme-
dorn beliebig der Größe des Drahtbundes anpassen kann.

3.5 Zusammenfassung

3.5.1. Der Grundrahmen

Tabelle 4: Kosten und Bewertung des Grundrahmens

	KA 5006	KA 3942	KA 3758	KA 5053
				
Drahtbundgewicht:	3 000 kg	3 000 kg	3 000 kg	1 500 kg
Grundrahmengewicht:	2 730,0 kg	853,0 kg	611,0 kg	627,5 kg
Maße				
Länge:	3 080 mm	2 540 mm	2 150 mm	1 670 mm
Breite:	1 670 mm	1 865 mm	1 950 mm	1 496 mm
Höhe:	211 mm	265 mm	300 mm	215mm
Herstellungskosten	& (5 500 €)	" (2 250 €)	" (1 700 €)	((1 750 €)
Belastbarkeit:	&	"	&	(

&... hoch " ...mittel (... gering

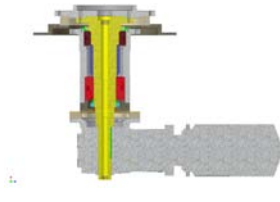
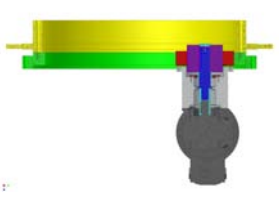
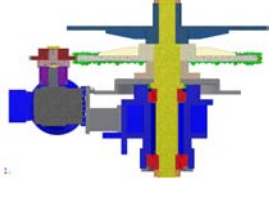
Aus den in der Tabelle 4 zusammengefassten Ergebnissen schlussfolgert man, dass eine Konstruktion des Grundrahmens aus den Projekten KA 3942 und KA 3758 optimal ist. Beide liegen in allen Punkten im Mittelfeld. Das Projekt KA 5006 ist deutlich überdimensioniert. KA 5053 ist für ein niedriges Drahtbundgewicht von 1 500 kg ausgelegt, liegt aber jetzt schon mit seinen Kosten über dem für ein höheres Drahtbundgewicht von 3 000 kg ausgelegten Projekt KA 3758 und kann somit auch als Vorzugsvariante ausgeschlossen werden.

3.5.2. Der Verfahrkasten

Die verschiedenen Faktoren wie Antriebsart und Schwinggröße beeinflussen die Größe des Verfahrkastens. Dadurch kann man für diesen keinen festen Wert für die Länge, Breite und Höhe definieren.

3.5.3. Der Antriebsmechanismus

Tabelle 5: Kosten und Bewertung ausgewählter Antriebsmechanismen

	KA 5006 Sog. direkter Antrieb	KA 3942 Innenzahnradantrieb	KA 5053 Kettenradantrieb
			
Drahtbund- gewicht	3 000 kg	3 000 kg	3 000 kg (1 500 kg)
Einzelteil- anzahl	&	(&
Montage- aufwand	&	(&
Bearbeitungs- aufwand	&	"	&
Herstellungs- kosten	& (4 150 €)	" (3 650 €)	((3 400 € (3 250 €))

&... hoch " ...mittel (... gering

In Tabelle 5 wurde eine Bewertung von drei verschiedenen Antriebsmechanismen durchgeführt. Vergleicht man nun den direkten Antrieb mit dem Innenzahnradantrieb, ist ein Kostenunterschied von 500 Euro zu erkennen und ein weiterer Vorteil für den Antrieb des Projektes KA 3942 ist die geringe Anzahl an Teilen, die aufeinander abgestimmt werden. Vorteilhaft ist, dass die Drehverbindung hohe Kippmomente aufnehmen kann. Der direkte Antrieb hingegen kompensiert die hohen Momente über die Lagerung der Welle, diese müssen deswegen entsprechend hoch ausgelegt werden, um eine Verbiegen der Welle zu verhindern. Daraus resultiert, dass die Welle entsprechend dimensioniert wird, sodass diese den hohen Kräften standhält. Das alles sind kostenrelevante Faktoren, die sich auf die Gesamtkosten negativ auswirken.

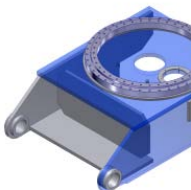
Der Kettenradantrieb treibt über eine Welle, auf der das Kettenrad aufgebracht ist, den Drahtablauf an. Auch hier werden die hohen Kippmomente von der Welle und den Lagern aufgenommen. Diese müssen entsprechend dafür ausgelegt werden. Dieser Antrieb ist für ein Drahtbundgewicht von 1 500 kg entwickelt wurden. Um einen bes-

seren Vergleich zu anderen Antrieben zu bekommen, wurde eine Interpolation (siehe Anhang A2) durchgeführt. Hierfür wurde das Projekt KA 3865 herangezogen. Dieses besitzt den gleichen Kettenradantrieb und wurde für ein 6 000 kg Drahtbundgewicht ausgelegt. Nun ist ein besserer Vergleich durch die Interpolation gegenüber den anderen Antrieben möglich. Die Kosten liegen unterhalb von denen des Innenzahnradantriebes. Betrachtet man die zusätzlichen Montagekosten, so wird der Innenzahnradantrieb wesentlich günstiger, aufgrund der einfach montierbaren Einzelteile.

Der Innenzahnradantrieb ist den beiden anderen Antrieben vorzuziehen, da er hohe Kippmomente aufnehmen kann und im Gegensatz zum entwickelten Kettenzahnradantrieb auch eine Garantie vom Hersteller nachweisen kann. Es werden viel weniger Einzelteile (genaue Auflistung siehe Anhang A3) eingesetzt, wodurch die Konstruktion besser überschaubar wird und die Montagekosten gering bleiben. Es müssen dadurch auch weniger Passungen und Toleranzen eingesetzt werden, was den Montageaufwand vereinfacht. Diese Fakten sprechen dafür, dass dieser Antrieb die optimalste Variante der betrachteten Antriebe ist.

3.5.4. Die Schwinge

Tabelle 6: Kosten und Bewertung der Schwingen für 3 000 kg Drahtbundgewicht

	KA 5006	KA 3942	KA 3758
			
Gewicht Schwinge:	885 kg	476 kg	199 kg
Maße			
Länge:	1492 mm	1295 mm	983 mm
Höhe:	805 mm	425 mm	370 mm
Breite:	838 mm	920 mm	390 mm
Kosten:	& (5 460 €)	" (1 950 €)	((1 300 €)
Herstellungsaufwand:	&	("

&... hoch

" ...mittel

(... gering

Im Abschnitt 3.2 wurde begründet, dass eine Kombination der Projekte KA 3942 und KA 3758 zu bevorzugen ist. Nachdem im vorhergehenden Schritt festgelegt wurde, dass der Innenzahnradantrieb als optimalste Konstruktion betrachtet wird, ist die passende Schwinge vom selben Projekt zu wählen, da diese schon an den Antrieb angepasst ist. Es wird also die Schwinge von Projekt KA 3942 zum Optimieren ausgewählt.

3.5.5. Das Kippgelenk

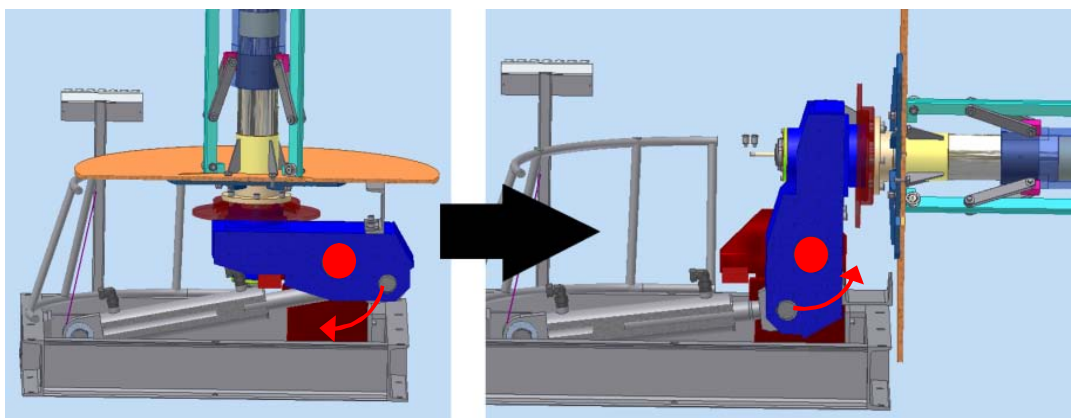


Bild 27: zentrischer Drehpunkt der Schwinge

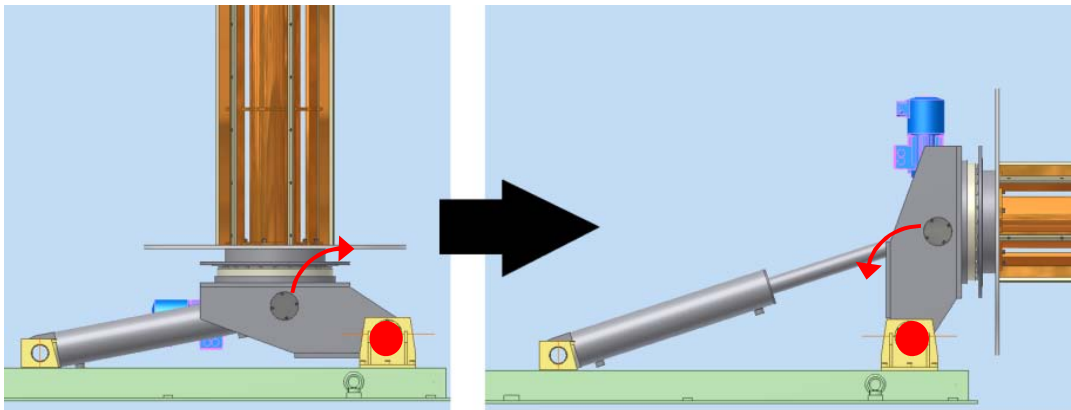


Bild 28: seitlicher Drehpunkt der Schwinge

Es ist der seitliche Drehpunkt zu bevorzugen, da der Drahtablauf eine niedrigere Höhe gegenüber dem zentrischen Drehpunkt besitzt. Dadurch spart man Material bei den Lagerböcken, die die Schwinge tragen.

3.5.6. Der Drehteller und Aufnahmedorn

Der Drehteller passt sich an den Aufnahmedornentyp an, sprich Einfachdorn oder Spreizdorn, und wird für beide individuell angepasst.

Da zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht klar ist, welche Drahtbunde eingesetzt werden, da sie Kundenspezifisch sind und damit variabel bleiben müssen, werden in den nächsten Schritten sowohl der Spreizdorn, als auch der Einfachdorn zusammen betrachtet und optimiert.

3.6. Die Vorzuglösung

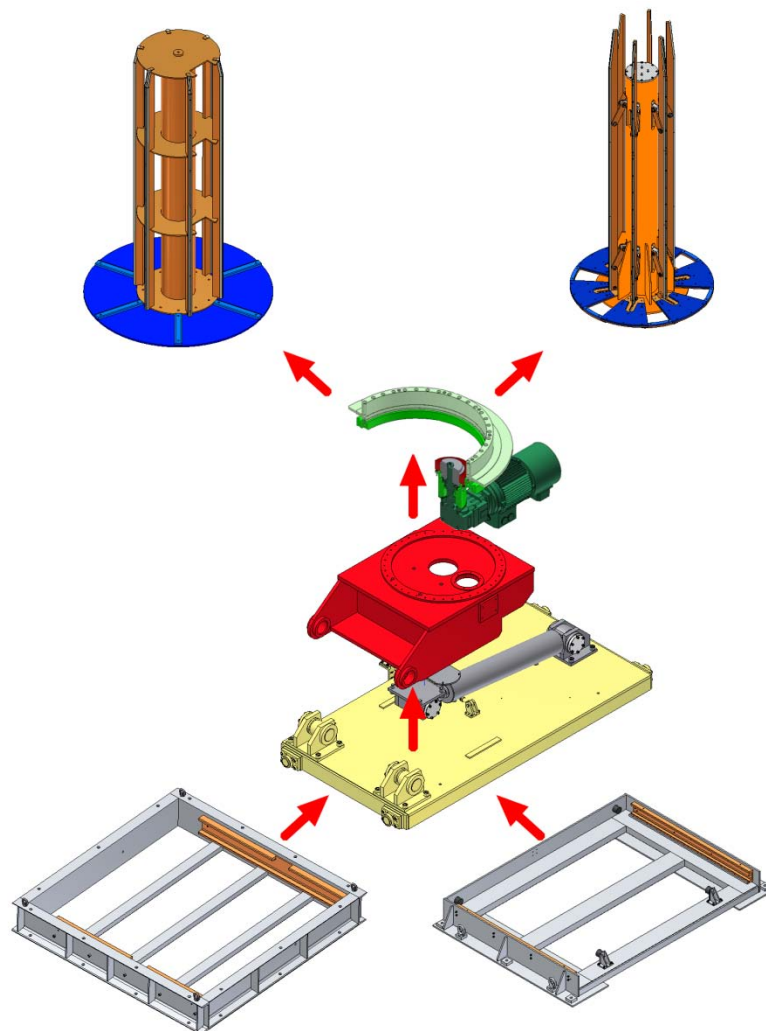


Bild 29: Übersicht der Vorzuglösung zur weiteren Optimierung

Die Vorzugslösung (siehe Bild 29) besteht in einer Kombination aus zwei Grundrahmen von KA 3942 und KA 3758. In dem Grundrahmen befindet sich der Verfahrkasten, der an den innen liegenden Schienen entlang rollen kann. Er wird anhand der Größen von Schwinge, Hydraulikzylinder und Antrieb angepasst. Als Antrieb wurde anhand eines Vergleiches der Innenzahnradantrieb und darauf aufbauend wurde die Schwinge von Projekt KA 3942 ausgewählt, die den zweiten Platz belegte. Diese wird so optimiert, dass sie die Werte von der Schwinge KA 3758 anstrebt. Beim Aufnahmedorn werden alle zwei Varianten berücksichtigt und optimiert.

4 Verbesserung der Gesamtkonstruktion

In diesem Abschnitt wird auf die schrittweise Optimierung der Gesamtkonstruktion eingegangen. Dabei wurde als erstes mit der Schwinge begonnen, die die wichtigste Schlüsselkomponente zwischen allen anderen Bauteilgruppen darstellt. Für die Optimierung wurde das Programm Autodesk Inventor Professional 2009 mit der Zusatzanwendung Belastungsanalyse genutzt. Hierfür muss die Schwinge schrittweise vorbereitet werden, um die anschließende Berechnung durchzuführen. Danach kann eingeschätzt werden, ob die Schwinge verändert werden muss und den Belastungen standhält. Nachdem dies erfüllt ist, ist es möglich, mit der Optimierung der anderen Baugruppen fortzufahren. Dazu wird in einem nächsten Punkt das Bremssystem betrachtet, das eine sehr große Scheibenbremse besitzt. Diese wird näher untersucht und verbessert. Darauf aufbauend wurde eine neue Scheibenbremse mit der zugehörigen Bremszange ausgewählt. Da dadurch ein Höhenunterschied zwischen Schwinge und Aufnahmedorn entstanden ist, musste als Folge dessen in einem weiteren Punkt der Antrieb angepasst werden.

Der anschließende Abschnitt beschäftigt sich mit dem Drehteller und dessen Gewichtseinsparung sowie der Verbesserung des Bearbeitungsaufwandes. Danach wurden die zwei Varianten des Aufnahmedorns betrachtet und entsprechend optimiert. Ein weiterer Punkt, der betrachtet wurde, ist der Hydraulikzylinder. Dieser wurde neu ausgelegt, wodurch die auftretenden Kräfte der Schwinge verändert wurden, was zu einer zweiten Optimierung der Schwinge führte. Den Abschluss bildet die Anpassung des Verfahrkastens und des Grundrahmens.

Durch die aufeinander aufbauenden Baugruppen erkennt man die Komplexität des Drahtablaufes. Ein Beispiel ist der Komplex aus der Schwinge, des Antriebs, der Drehverbindung, der Bremsscheibe sowie des Aufnahmedorns. Verändert man die Bremsscheibe, indem man sie nicht direkt nach der Drehverbindung einbaut sondern verlagert, ergibt sich ein Höhenunterschied. Dieser führt dazu, dass der Antrieb mit dem Aufnahmedorn kollidiert, weshalb er dementsprechend angepasst werden muss. Weiterhin verändert sich die Verschraubung des Aufnahmedorns, die zur Veränderung des Montageaufwandes führt. Man muss also schon im Vorfeld abwägen, mit welchem Baugruppenabschnitt man beginnt, um doppelte Arbeit zu vermeiden.

4.1 Die erste Optimierung der Schwinge

Die Schwinge soll bezüglich ihres Herstellungsaufwandes und der damit verbundenen Kosten verbessert werden. Um dies zu realisieren, muss als erstes eine Berechnung durchgeführt werden, die die vorhandenen Spannungen und Deformationen aufzeigt. Dann kann eingeschätzt werden, inwieweit man Verbesserungen vornehmen kann.

Als erstes wurden Vorbereitungen für die Berechnung der Schwinge getroffen. Dazu wurde der Aufnahmedorn mit dem Drehteller, die Bremsscheibe, die Drehverbindung und die Schwinge benötigt. Um dieses Modell berechnen zu können, musste dieses vereinfacht (siehe Bild 30) werden.

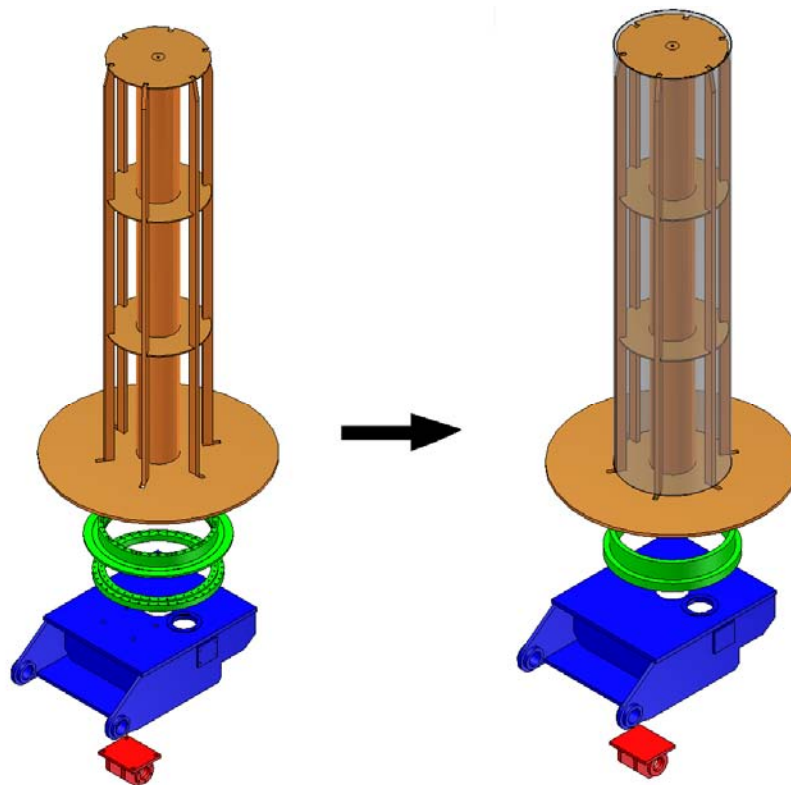


Bild 30: Vereinfachung des Modells der Schwinge

Zur Vereinfachung des zu untersuchenden Modells im Bild 30 werden, die Drehverbindung und die Bremsscheibe als ein Rohrstück betrachtet. Außerdem bekommt der Aufnahmedorn eine dünne Ummantelung, um eine bessere Angriffsfläche für die Kraft des Drahtbundes zu gewährleisten. Weiterhin werden bei allen Bauteilen die Bohrungen für die Schrauben entfernt. Der Lagerblock besteht aus zwei Blechteilen, die auf einer

Blechplatte angeschweißt werden. Die Schweißnaht wird dabei durch eine Fase vereinfacht dargestellt. Nach diesen Veränderungen ist das Modell für die Berechnung fertig gestellt wurden.

Als nächstes werden Kräfte und Lagerungen, die in dem Modell auftreten, aufgezeigt:

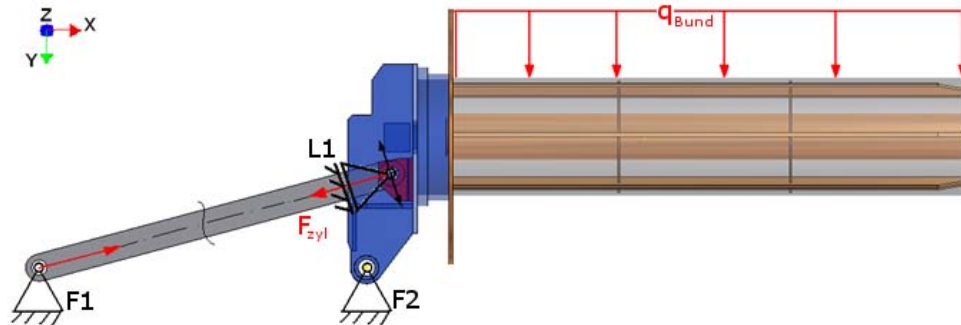


Bild 31: Randbedingungen beim Kippvorgang

Im Bild 31 sind die Randbedingungen beim Kippvorgang des zu untersuchenden Modells dargestellt. Dabei erkennt man, dass sich im Punkt F1 und F2 jeweils ein Festlager und im Punkt L1 ein Loslager befinden. Die Loslagerung bewegt sich lotrecht zur hydraulischen Zylinderkraft F_{zyl} und auf dem Aufnahmedorn drückt die Flächenkraft q_{BD} .

Nachdem alle Randbedingungen ermittelt wurden, wird im nächsten Schritt das Modell für die Belastungsanalyse ausgerichtet. Hierbei wird als erstes das Koordinatensystem gedreht.

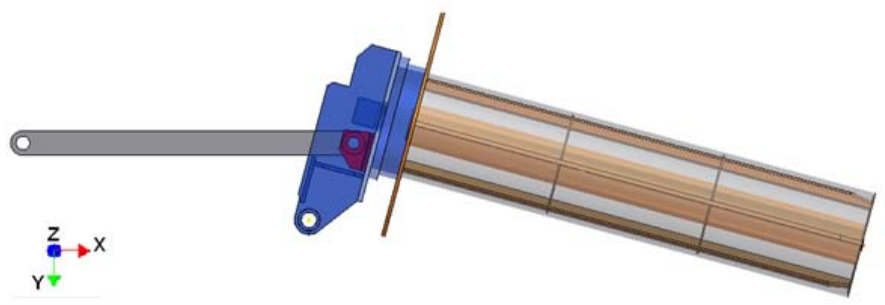


Bild 32: Drehung des Koordinatensystems

In Bild 32 ist die Drehung des Koordinatensystems dargestellt, sodass sich die x-Achse parallel zum Zylinder befindet. Dadurch kommt es zu einer vereinfachten Einstellung der Einspannung in der Belastungsanalyse.

Als nächstes werden im Programm Autodesk Inventor Professional 2009 die Lasten und Abhängigkeiten festgelegt.

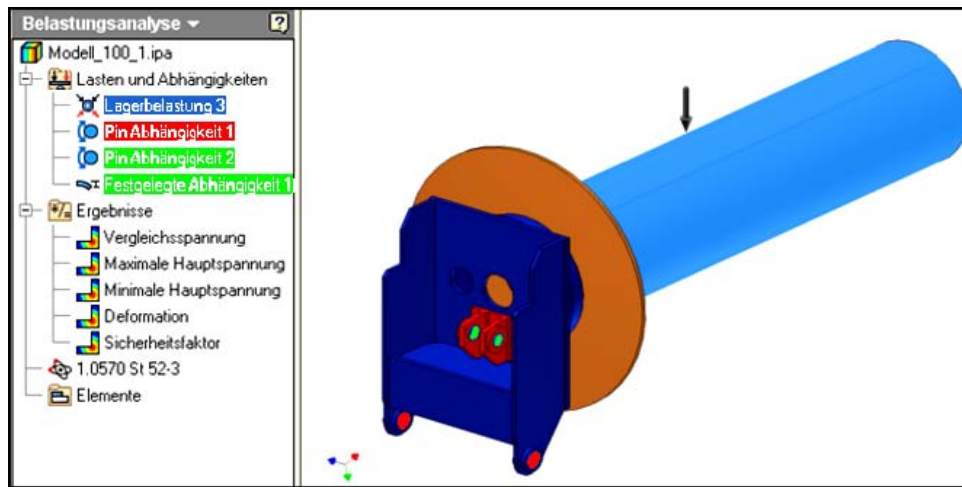


Bild 33: Lasten und Abhängigkeiten

Im Bild 33 sind die Lasten und Abhängigkeiten, die auf den Aufnahmedorn und die Schwinde wirken, dargestellt. Weiterhin erkennt man, dass drei Einstellungen vorgenommen wurden. Dies sind die Lagerbelastung, die Pin-Abhängigkeit und die festgelegte Abhängigkeit. Auf diese Begriffe wird zunächst näher eingegangen.



Bild 34: Festgelegte Abhängigkeit

„Wendet eine festgelegte Abhängigkeit auf Flächen, Kanten oder Scheitelpunkte an. Mit diesem Befehl können Sie eine festgelegte Abhängigkeit mit einer Null- oder einer Nicht-Null-Verschiebung auf ein Bauteil anwenden.“ /2/ Desweiteren kann man, wie im Bild 34 zu sehen ist, eine Zusatzeinstellung vornehmen, die hier unter „Vektorkomponenten verwenden“ zu finden ist.



Bild 35: Pin- Abhängigkeit

Dabei versteht man unter dem Punkt der festgelegten Abhängigkeit folgende Definition:

„Wendet eine festgelegte Abhängigkeit auf Flächen, Kanten oder Scheitelpunkte an. Mit diesem Befehl können Sie eine festgelegte Abhängigkeit mit einer Null- oder einer Nicht-Null-Verschiebung auf ein Bauteil anwenden.“ /2/ Desweiteren kann man, wie im

Bild 34 zu sehen ist, eine Zusatzeinstellung vornehmen, die hier unter „Vektorkomponenten verwenden“ zu finden ist.

Nachdem die festgelegte Abhängigkeit erklärt wurde, wird im nächsten Punkt auf die Pin-Abhängigkeit eingegangen.

Diese wird immer bei zylindrischen oder gekrümmten Flächen angewendet. Auch hier können zusätzliche Einstellungen ausgewählt werden, wie im Bild 35 zu erkennen ist.

Dazu gibt es drei einstellbare Punkte, die im nachfolgenden wie folgt erklärt werden:

- Fixierte Radialrichtung: Zylindrische Oberflächen können nicht radial zum Zylinder verschoben, gedreht oder deformiert werden.
- Fixierte Axialrichtung: Zylindrische Oberflächen können nicht axial zum Zylinder verschoben, gedreht oder deformiert werden.
- Fixierte Tangentialrichtung: Zylindrische Oberflächen können nicht tangential zum Zylinder verschoben, gedreht oder deformiert werden.“ /2/

Die Lagerbelastung wird vor allem als Kraftvariablenverteilung auf einen senkrechten Zylinder angewendet und gibt somit die Belastung des Drahtbundes sehr gut wieder. Die Einstellungen für die Lasten und Abhängigkeiten bezogen auf die Randbedingungen wurden wie folgt getroffen:

Lagerbelastung für 3 000t Drahtbund: 29430 kN

Pin Abhängigkeit 1 und 2: Fixierte Radial- und Axialrichtung

Festgelegte Abhängigkeit: X-Verschiebung fixiert

Als Material wird der Stahl St 52 gewählt und die Netzrelevanz wird auf 100 gesetzt. Letzteres ist die feinst mögliche Einstellung des Netzes (siehe Bild 36).



Bild 36: Die Konvergenzeinstellung

Im Bild 36 wird ein Vergleich der Netzdarstellung vorgenommen. Dabei wird zum einen die Berechnung mit Konvergenz und zum anderen die Berechnung ohne Konvergenz betrachtet. In der Belastungsanalyse werden Quaderelemente und Tetraederelemente eingesetzt. Wie im Bild 36 zu sehen ist, wird in dem vorliegenden Modell die Vernetzung über Tetraederelemente realisiert. Dabei sind die einzelnen Elemente über Knotenpunkte verbunden. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Berechnung mit Konvergenz zu einer feiner optimierten Netzstruktur führt. „Mit der Belastungsanalyse kann das Netz adaptiv optimiert werden, indem nach Bereichen mit hoher Vergleichsspannung gesucht und die Netzdichte in diesen Bereichen erhöht wird. Um zu ermitteln, ob das Netz fein genug ist, werden mehrere Lösungsdurchläufe mit zunehmend feineren Netzen generiert. In jedem Durchlauf wird die höchste Vergleichsspannung mit der des vorherigen Durchlaufs verglichen. Wenn sich die Vergleichsspannung in zwei aufeinanderfolgenden Durchläufen um weniger als 10 % ändert, wird die Netzverfeinerung gestoppt, und die Ergebnisse werden ausgegeben. Wenn sich die Vergleichsspannung nach dem vierten Netzt um mehr als 10 % ändert, wird die Netzverfeinerung abgebrochen und eine Fehlermeldung ausgegeben.“ /2/

Nachdem alle Vorkehrungen für die Berechnungen getroffen wurden, kann diese nun beginnen. Dabei muss bei der Analyse besonders auf die Drehverbindungen geachtet werden. Im Anhang A4 befindet sich eine Anweisung vom Drehverbindingshersteller IMO MOMENTENLAGER GmbH. Die dort abgebildete Tabelle 2 (siehe Bild 37) zeigt die zulässige Verformung der Anschlusskonstruktion unter maximaler Belastung.

Tabelle 2: zul. Verformung der Anschlusskonstruktion, unter max. Belastung, für Drehverbindungen Standardausführung

Laufkreisdurchmesser [mm]		250	500	750	1000	1250
Plan-einschl. Winkelabweichung	Kugel	0.21	0.27	0.35	0.40	0.48
je Auflagefläche [mm]	Rolle	0.16	0.21	0.24	0.27	0.29

Bild 37: zulässige Verformung der Anschlusskonstruktion
IMO Momentenlager GmbH: Katalog: DV 205 D, S.51

Es wird die Kugeldrehverbindung 12-20 0741 eingesetzt. Die laut dieser Nummer einen Laufkreisdurchmesser von 741 mm besitzt. Da dieser zwischen zwei Werten liegt, muss laut Anweisung der kleinere genommen werden. Somit beträgt die zulässige Verformung

0,27 mm. Dieser Wert muss in der nachfolgenden Berechnung mit berücksichtigt und eingehalten werden.

Nachdem die Fakten bezüglich der Gestalt, des Materials, der Randbedingungen sowie der Vernetzung des zu untersuchenden Modells festgelegt wurden, werden im nächsten Schritt die Ergebnisse aufgezeigt und bewertet. Dabei wird auf die Deformation und Vergleichsspannung nach Mises eingegangen.

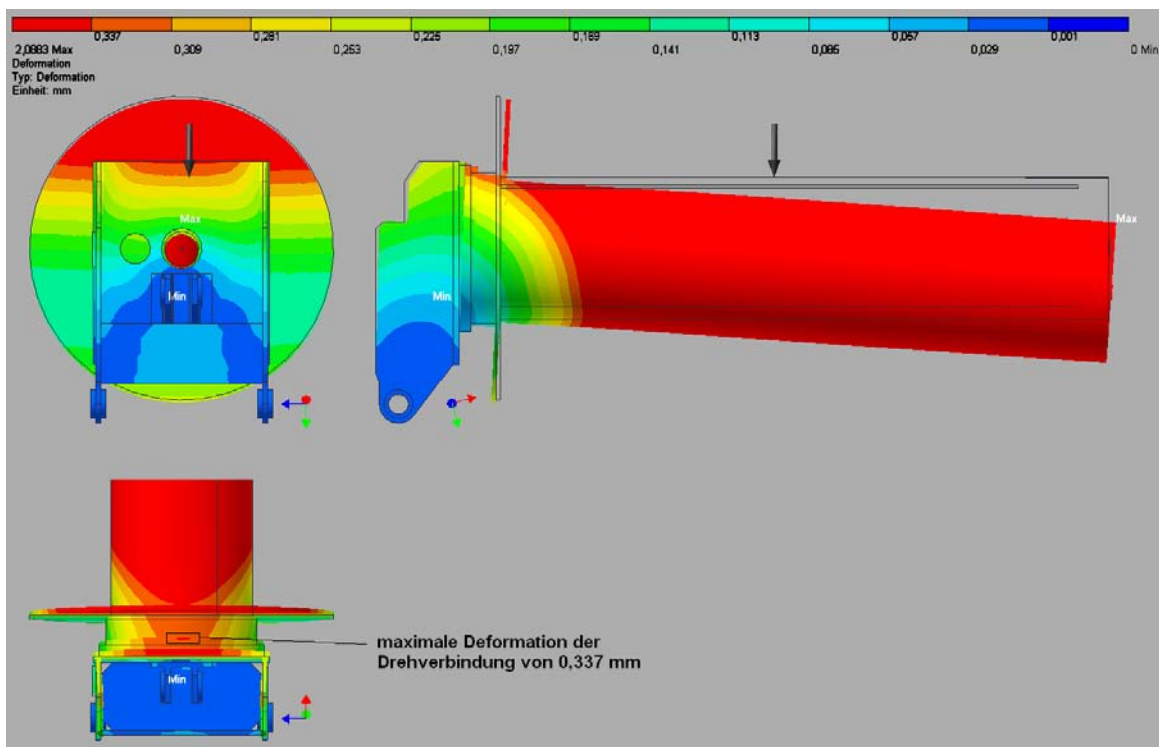


Bild 38: Deformation der Schwinge

Das Bild 38 zeigt die Deformationen der Schwinge aufgrund des wirkenden Drahtbündengewichtes auf den Aufnahmedorn an. Dabei werden die Schwinge mit der Drehverbindung und weitere Bauteile nur als Unterstützung einer realistischen Berechnung betrachtet. Der Deformationsverlauf wurde so gewählt, dass die maximale Deformation der Drehverbindung sichtbar wird. Betrachtet man nun die Schwinge, so erkennt man, dass die Deformation an deren Seitenwänden maximal 0,253 mm beträgt. Die Deckfläche hingegen besitzt eine maximale Deformation von 0,337 mm. Der wichtigste Punkt ist die Deformation der Drehverbindung, die laut Hersteller maximal nur 0,27 mm betragen darf. Betrachtet man das Bild 38, liegt diese weit darüber und besitzt einen Wert von

0,337 mm. Da dieser zu hoch ist, muss die Schwinge in einem ersten Schritt so verstärkt werden, dass die Deformation der Drehverbindung unter den der Herstellerdaten liegen.

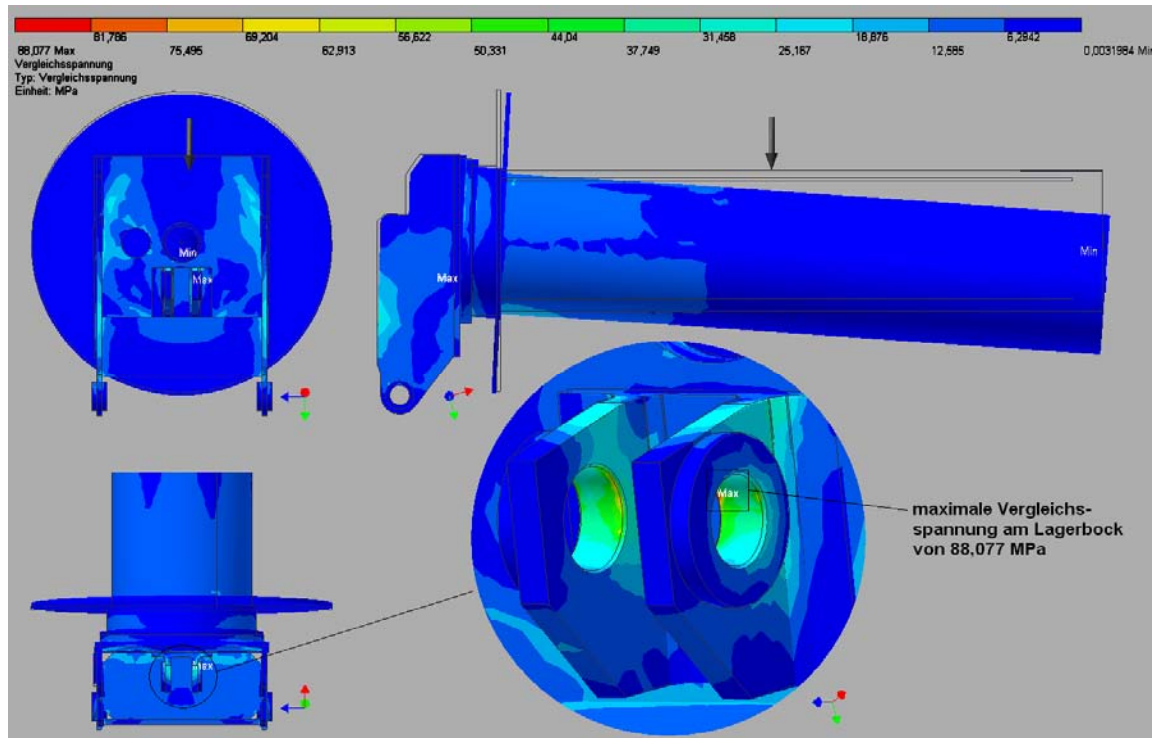


Bild 39: Vergleichsspannung der Schwinge

Im nächsten Schritt werden die Belastungen, die auf die Schwinge wirken, überprüft. Im Bild 39 wird die Vergleichsspannung der Schwinge unter der Belastung des Drahtbundes auf den Aufnahmedorn dargestellt. „Die Vergleichsspannung σ_v ist eine Rechengröße, die es erlaubt, auf Basis von Festigkeitshypothesen, mehrachsige Spannungszustände auf eine werkstoffmechanisch äquivalente, einachsige Normalspannung umzurechnen. Für Festigkeitsnachweise kann die Vergleichsspannung dann wie eine einachsige Zug- oder Druckspannung behandelt werden. Die Vergleichsspannung repräsentiert also den Gesamtspannungszustand und erlaubt daher einen unmittelbaren Vergleich mit den einachsig ermittelten Kennwertes des Zugversuches.“ /3/ S. 116. Die Vergleichsspannung hat einen Wert von 88,077 MPa. Diesen maximalen Wert findet man an der innen liegenden Fase der Bohrung der Stege des Lagerbockes. Grund hierfür ist, dass die Steifigkeit durch die Grundplatte des Lagerbocks in diesem Bereich zu hohen Spannungen führt. Die Sicherheit an dieser Stelle hat einen Wert von 3,917. Die erforderliche Sicherheit für

schwellende Beanspruchung liegt bei 1,8 /5/ S. 19. Die vorliegende Sicherheit liegt somit weit darüber. Dies bedeutet, dass die Schwinge den Belastungen standhält.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass das zu untersuchte Modell den Belastungen standhält. Wichtig ist nun, dass man die Schwinge so verstärkt wird, dass die Deformation der Drehverbindung geringer ist als die Herstellerangaben der Firma IMO MOMENTENLAGER GmbH.

Der nächste Schritt beschäftigt sich mit den notwendigen Veränderungen der Schwinge.

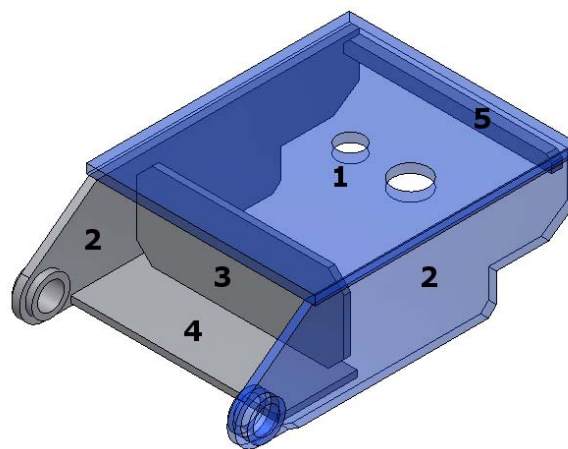


Bild 40: Erste Optimierung der Schwinge

Im Bild 40 sind die Nummern der einzelnen Teile der Schwinge gekennzeichnet, die optimiert wurden. Eine detaillierte Beschreibung der ersten optimierten Schwinge findet man im Anhang A5.

Tabelle 7: Veränderungen für die erste Optimierung der Schwinge

Veränderungsbereiche	Ursprüngliche Schwinge	Erste optimierte Schwinge
1 Wandstärke	25 mm	35 mm
2 Wandstärke	25 mm	30 mm
3: Wandstärke	25 mm	25 mm
4: Wandstärke	25 mm	25 mm
5: Strebe	-	40 mm x 50 mm

Fortsetzung Tabelle 7: Veränderungen für die erste Optimierung der Schwinge

Zylinder \varnothing	15,01	16,81
Abstand der Drehpunkte Lagerbock und Schwinge	555 mm	620 mm
Lagerbockseitenwandstärke	30 mm	35 mm

In Tabelle 7 werden die Veränderungen der ursprünglichen Schwinge nach der ersten Optimierung aufgezeigt. Dabei wurden vor allem die Wandstärken zwischen 5 mm und 10 mm erhöht und eine zusätzliche Strebe mit den Maßen 40 mm x 55 mm eingebaut. Einen Einfluss hat auch der Abstand der Drehpunkte vom Lagerbock und Schwinge, der um 85 mm erhöht wurde. Zum Schluss wurde die Wandstärke der Lagerbockstege um 10 mm verstärkt.

Nachdem die Veränderungen konstruktiv umgesetzt sind, wird als nächstes die Berechnung der ersten optimierten Schwinge durchgeführt.

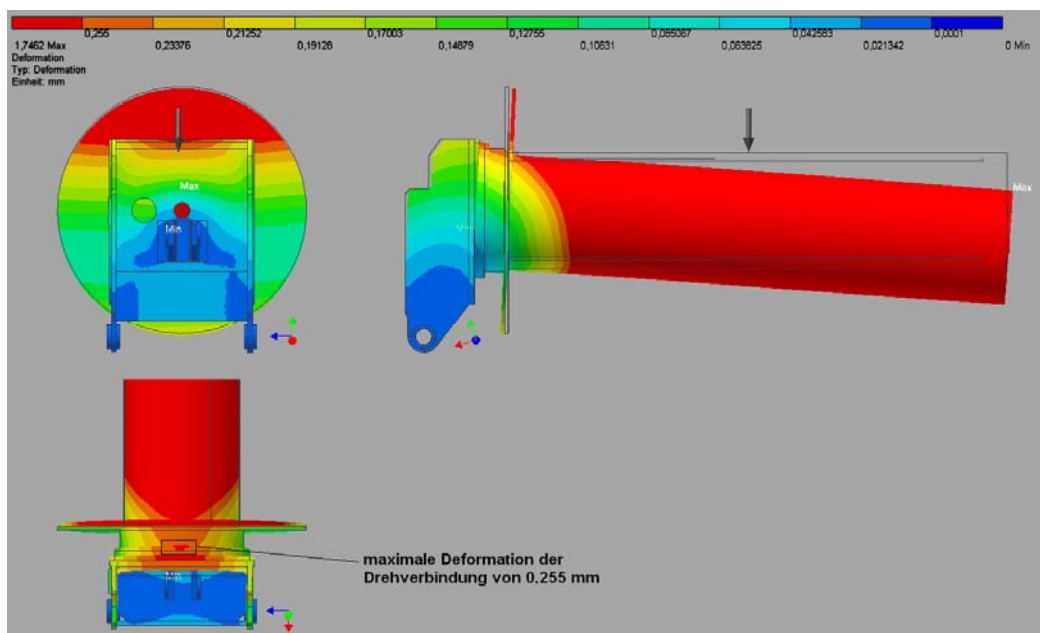


Bild 41: Deformation der ersten optimierten Schwinge

Das Bild 41 stellt die Deformationen der Schwinge aufgrund des wirkenden Drahtbündengewichtes auf den Aufnahmedorn dar. Der Deformationsverlauf ist so gewählt, dass die maximale Deformation der Drehverbindung sichtbar wird. Betrachtet man nun die

Schwinge so erkennt man, dass die Deformation an deren Seitenwänden maximal 0,191 mm beträgt. Die Deckfläche hingegen besitzt eine maximale Deformation von 0,255 mm. Der wichtigste Punkt ist die Deformation der Drehverbindung, die laut Hersteller maximal nur 0,27 mm betragen darf. Aus dem Bild 41 wird ersichtlich, dass sie nach der ersten Optimierung einen Wert von 0,255 mm besitzt. Dieser Wert liegt nun in dem Bereich der Herstellerangaben der Firma IMO MOMENTENLAGER GmbH.

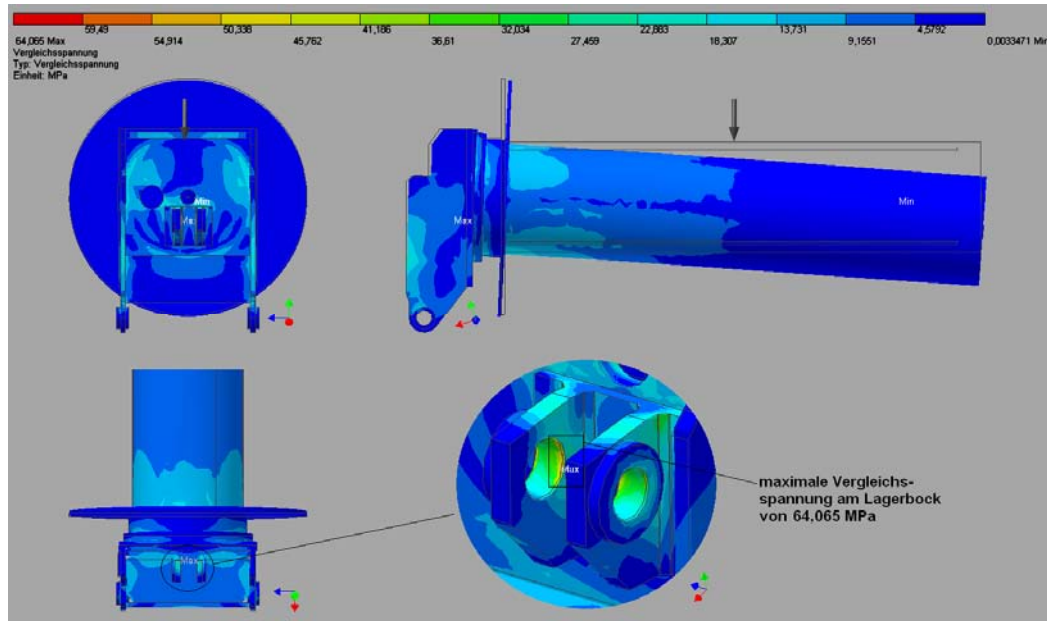


Bild 42: Vergleichsspannung der ersten optimierten Schwinge

Im Bild 42 ist die Vergleichsspannung der Schwinge unter der Belastung des Drahtbundes auf den Aufnahmedorn dargestellt. Dabei muss gelten:

$$S_F \text{ zulässig} \leq S_F \text{ vorhanden}$$

Auch hier führt die erhöhte Steifigkeit durch die Lagerbockgrundplatte zu einer maximalen Vergleichsspannung von 64,065 MPa an den inneren Fasen der Bohrung des Lagerbockes. Die Sicherheit hat einen Wert von 5,39 und liegt somit weit über 1,8. Daraus kann man schlussfolgern, dass das untersuchte Modell den Belastungen standhält und die Drehverbindungen den Herstellerangaben der Firma IMO entsprechen.

4.2 Das Bremssystem

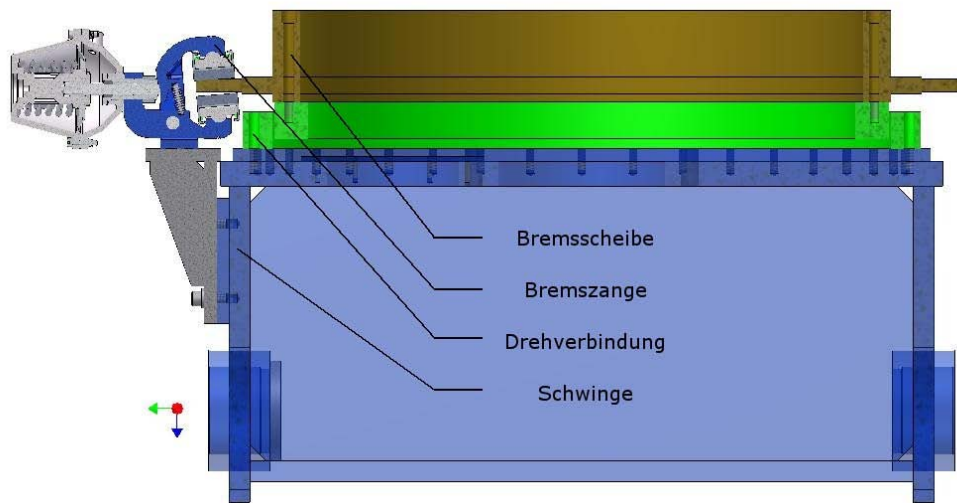


Bild 43: Bremsscheibe in der Außenlage

Für die Bremse wurde ursprünglich eine Außenlage (siehe Bild 43) gewählt. Diese führte dazu, dass die Bremsscheibe einen sehr großen Außendurchmesser und ein hohes Gewicht hat. Dadurch steigen die Kosten für die Bremse an. Um dies zu optimieren, wurde die Bremse in eine Innenlage umkonstruiert. Das hat den Vorteil, dass die Bremse vor dem Draht geschützt wird. Weiterhin kommt es zu einer sehr großen Gewichtseinsparung und der Drehteller liegt näher an der Schwinge, was eine größere Versteifung bewirkt. Dies hat den Vorteil, dass die Deformationen an der Schwinge geringer werden und dies führt zu einer Gewichtoptimierung. Um die Innenlage umsetzen zu können, müssen erst einmal eine geeignete Bremszange und darauf aufbauend eine geeignete Bremsscheibe ausgewählt werden, sodass beides in der Schwinge Platz findet.

Dazu muss man als erstes das Bremsmoment M berechnen. Die detaillierte Berechnung befindet sich im Anhang A6. Mit Hilfe der dort befindlichen Tabelle der Firma KIESELSTEIN GmbH zur Momentenberechnung erhält man für das Moment der Bremszange einen Wert von 700,62 Nm. Das statische Moment für die Bremszange wird mit 800 Nm festgelegt. Auf dieser Basis kann eine geeignete Bremszange ausgesucht werden. Dazu wurde der Katalog der Firma RIETSCHOTEN & HOUWENS GmbH herangezogen und der Bremszangentyp 200.410.01 ausgewählt. Das dazugehörige Datenblatt befindet sich im Anhang A7.

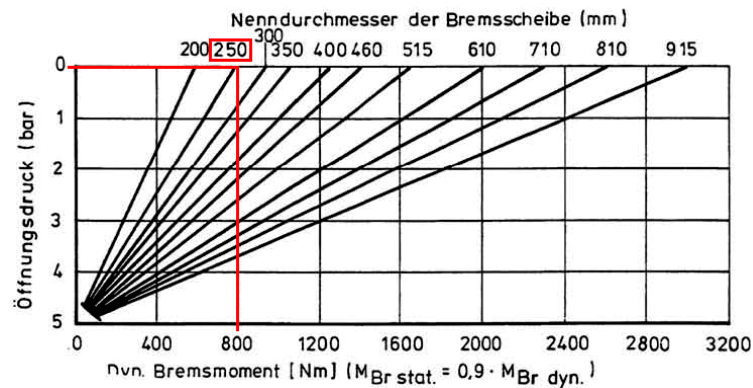


Bild 44: Bremscheibenauswahl anhand des Bremszangenmomentes,
Deutsche Van Rietschoten & Houwens GmbH: Bremsen pneumatisch geöffnet:
Datenblatt 200.410.01

Für das ausgewählte Bremsmoment bei einem Öffnungsdruck von 0 bar, dies entspricht dem geschlossenen Bremsbackenzustand, wurde eine geeignete Bremscheibe mit einem Nenndurchmesser von 250 mm ausgewählt (siehe Bild 44).

Es wurde eine gekröpfte Bremscheibe der Firma RIETSCHOTEN & HOUWENS GmbH gewählt, die dazugehörigen Daten findet man im Anhang A8. Nachdem nun die Bremscheibe feststeht, muss als nächstes der entsprechende Wellendurchmesser berechnet werden. Die detaillierte Berechnung ist im Anhang A9 dargestellt. Es wurden eine überschlägige Wellenberechnung auf Torsion und eine Überprüfung auf Sicherheit gegen Fließen durchgeführt. Das Ergebnis für den Wellendurchmesser beträgt 50 mm.

Der nächste Schritt besteht in der Optimierung der Konstruktion.

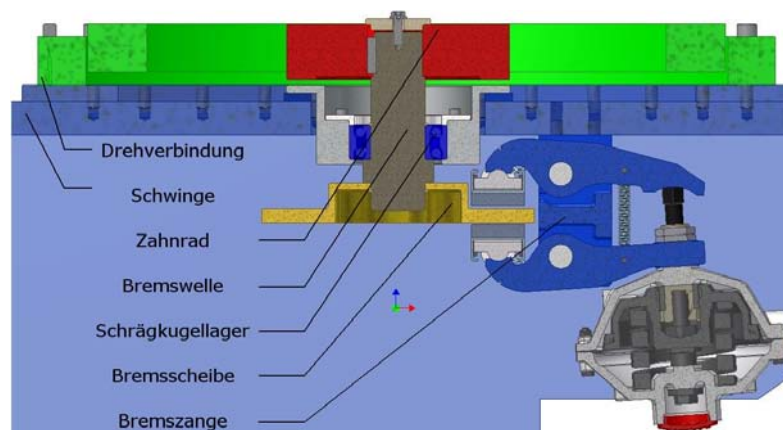


Bild 45: Optimierung der Bremscheibe in der Innenlage

Im Bild 45 erkennt man die Lage der Bremse im Inneren der Schwinge. Die Bremscheibe wird auf eine Welle montiert und mit einem Sicherungsring gesichert. Durch ein dop-

pelreihiges Schrägkugellager wird die Bremswelle gelagert. Durch das Zahnrad wird eine Verbindung zum Antrieb hergestellt, damit dieser gegeben falls gestoppt werden kann. Dies ist der komplette Aufbau der Bremsscheibe. Sie befindet sich zwischen zwei Bremsbacken. Der Drahtablauf kann dann je nach Bedarf angehalten bzw. abgebremst werden.

4.3 Der Antrieb

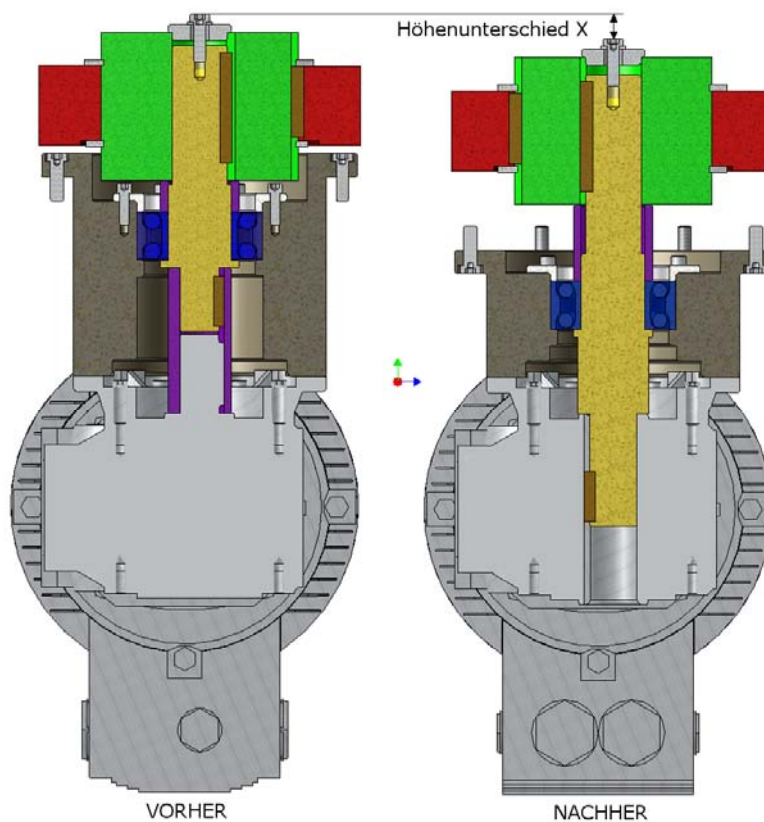


Bild 46: Optimierung des Antriebes

Da die Bremsscheibe in das Innere der Schwinge verlagert wurde, ist der Antrieb zu hoch und würde mit dem Aufnahmedorn kollidieren. Um das zu vermeiden, muss der Antrieb optimiert werden, wie in Bild 46 zu sehen ist. Durch Einsatz einer Hohlwelle anstatt einer Vollwelle würde das Ziel einer Höheneinsparung am schnellsten realisiert werden. Eine Alternative besteht darin, die Aufnahmebuchse nicht von oben sondern von unten anzuschrauben. Dadurch entsteht viel Raum, um die Höhe des Antriebes zu minimieren.

4.4 Der Drehteller

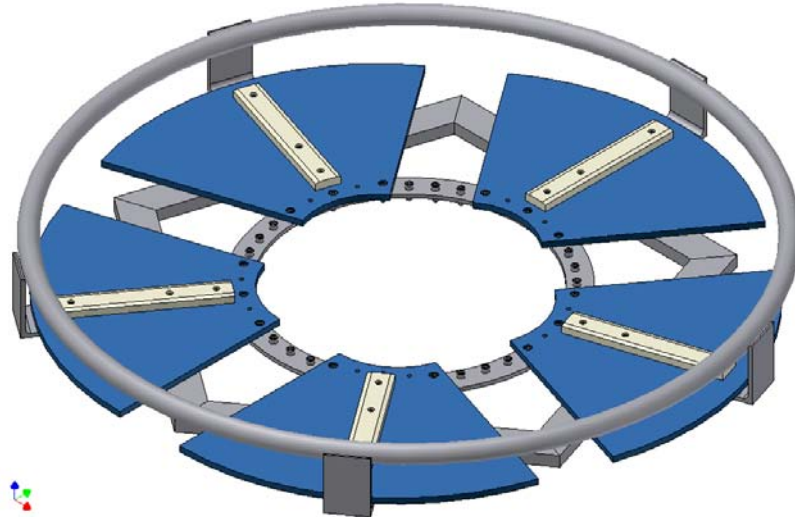


Bild 47: Optimierung des Drehtellers

Im Bild 47 erkennt man, dass der Drehteller aus vielen Einzelteilen besteht. Diese wurden so positioniert, dass der Montageaufwand gleich geblieben ist. Der Vorteil einzelner Scheibensegmente ist, dass diese bei der Laserbearbeitung besser angeordnet werden können als eine komplette Scheibe. Die Verringerung des Materialeinsatzes führt zur Absenkung der Herstellungskosten. Die Einzelteile haben auch den Vorteil, dass Gewicht eingespart werden kann.

4.5 Der Aufnahmedorn

Im Nachfolgenden wird der ursprüngliche Aufnahmedorn mit sechs Dornsegmenten betrachtet. Im Vergleich dazu wird der Aufnahmedorn mit vier Dornsegmenten mit Hilfe des Programmes Autodesk Inventor Professional 2009 berechnet. Dabei wirkt die Belastung von 29430 N auf zwei Dornsegmenten des Aufnahmedorns.

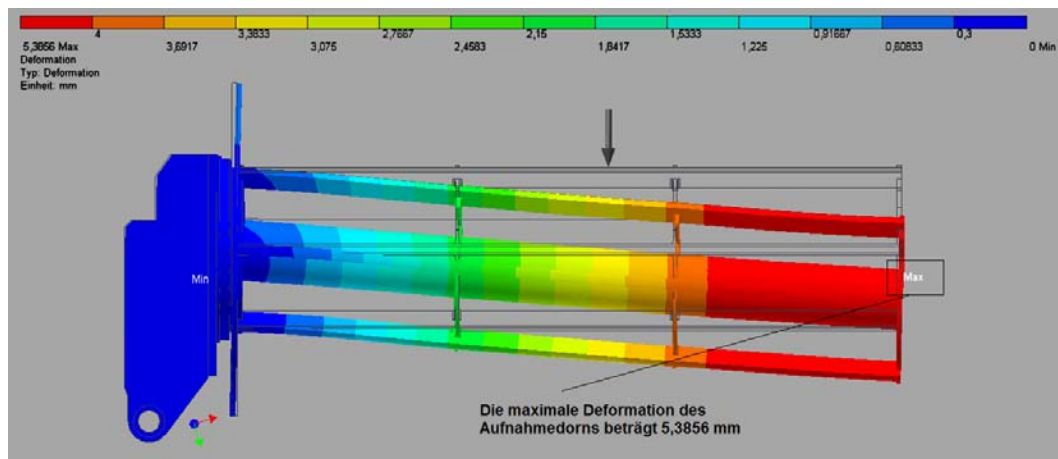


Bild 48: Deformation des Aufnahmedorns mit sechs Dornsegmenten

Das Bild 48 zeigt die Deformationen des Aufnahmedorns mit sechs Dornsegmenten aufgrund des wirkenden Drahtbundgewichtes. Die Deformation des Aufnahmedorns hat einen maximalen Wert von 5,39 mm. Der Grad der Deformation nimmt in Richtung des Drehtellers immer mehr ab, da die Einspannung der Kraft entgegen wirkt.

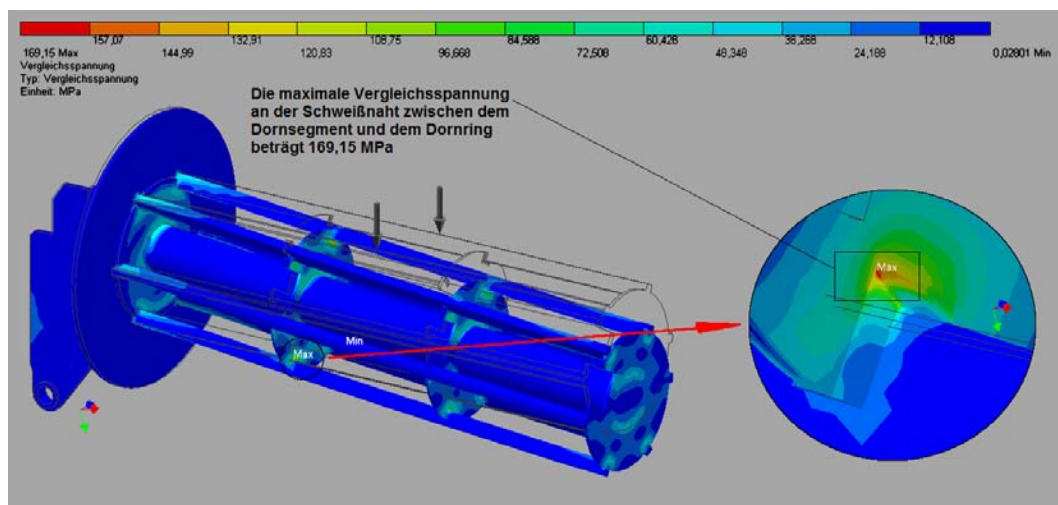


Bild 49: Vergleichsspannung des Aufnahmedorns mit sechs Dornsegmenten

Im Bild 49 ist die Vergleichsspannung des Aufnahmedorns mit sechs Dornsegmenten dargestellt. Die maximale Spannung von 170 MPa wirkt im Bereich der Schweißnaht, wo die Seitenfläche des Dornringes auf die des Dornsegmentes trifft. Durch diese Kerbwirkung kommt es zu erhöhten Spannungen. Die Sicherheit beträgt 2,04 und liegt über die zulässige Sicherheit von 1,8.

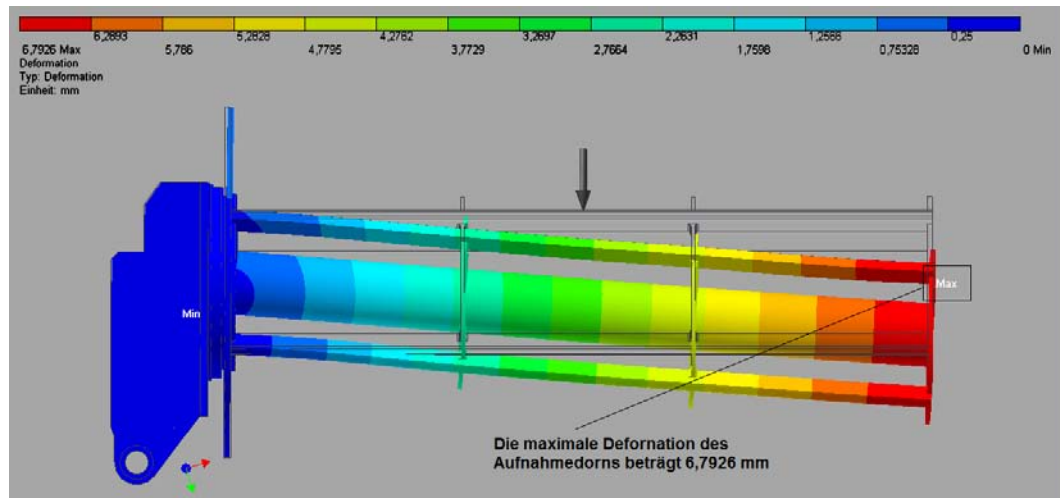


Bild 50: Deformation des Aufnahmedorns mit vier Dornsegmenten

Betrachtet man das Bild 50, wo die Deformationen des Aufnahmedorns mit vier Dornsegmenten dargestellt sind, erkennt man, dass die Deformation bei 6,79 mm liegt. Im Vergleich zum Aufnahmedorn mit sechs Dornsegmenten, wo die Deformationen einen Wert von 5,39 mm hat, kommt es zu einem Anstieg von 1,4 mm. Betrachtet man nun die höher gewordene Deformation auf einen drei Meter langen Dorn, so ist die Verformung sehr gering.

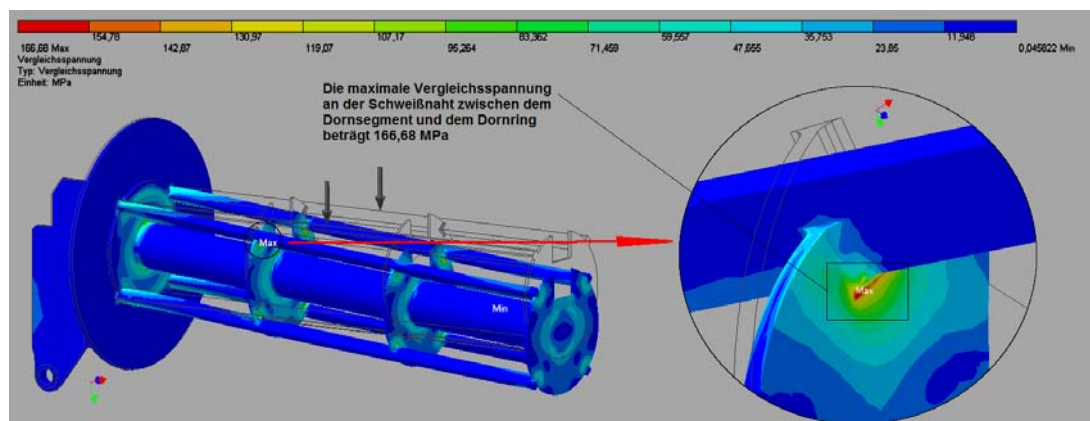


Bild 51: Vergleichsspannung des Aufnahmedorns mit vier Dornsegmenten

Das Bild 51 stellt die Vergleichsspannung des Aufnahmedorns mit vier Dornsegmenten aufgrund des wirkenden Drahtbundgewichtes dar. Die maximale Spannung von 167 MPa wirkt in dem Bereich der Schweißnaht, wo die Seitenfläche des Dornringes auf die des

Dornsegmentes trifft. Durch die Kerbwirkung kommt es zu hohen Spannungen. Die Sicherheit beträgt 2,07 und liegt über die zulässige Sicherheit von 1,8.

Zusammenfassend kann man nun sagen, dass das Modell mit einem Aufnahmedorn von vier Dornsegmenten der Belastung genauso standhält, wie der Aufnahmedorn von sechs Dornsegmenten, weil beide Modelle eine ausreichende Sicherheit haben.

4.6 Der Hydraulikzylinder

Als Hydraulikzylinder wurde ein MWB Rundzylinder für einen Betriebsdruck von 160 bar eingesetzt. Der Zylinder des Herstellers PARKER HANNIFIN GmbH besitzt einen 140 mm großen Bohrungsdurchmesser und einen Stangendurchmesser von 63 mm. Dieser soll optimiert werden. Dies geschieht unter Verschiebung des Lagerbockdrehpunktes.

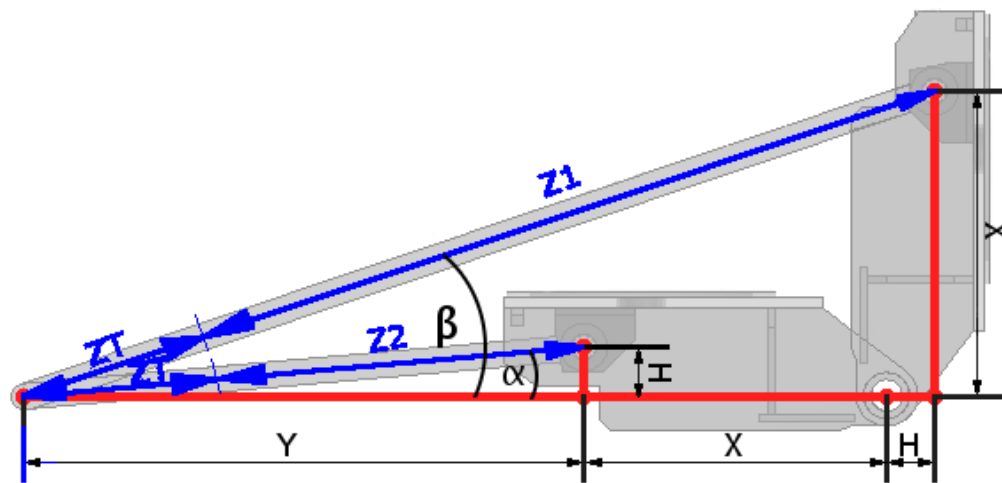


Bild 52: Dreiecksverhältnis der Schwinge

Im Bild 52 ist das Dreiecksverhältnis im gekippten und ungekippten Zustand dargestellt. Dabei spielt die Größe X eine wichtige Rolle. An ihr wird die Verschiebung des Lagerbockdrehpunktes in Abhängigkeit des Schwingendrehpunktes festgelegt. Umso größer X ist, desto größer ist der Abstand des Lagerbockes vom Schwingendrehpunkt. Wenn dieser verschoben wird, ändern sich die Hydraulikzylinderlänge und der Winkel α bzw. β . Somit muss ein ausgeglichenes Verhältnis zwischen dem Winkel β und der Länge X gefunden

werden. Um dies zu bestimmen, wurde eine Berechnungstabelle mit Hilfe von Microsoft Excel erstellt. Der genaue Aufbau der Berechnung und die Bezeichnung der verschiedenen Längen befinden sich im Anhang A11. Nachdem die Berechnung durchgeführt wurde, kann nun ein neuer Abstand X gewählt werden.

In Tabelle 8 ist die Berechnung des neuen Hubes des Hydraulikzylinders unter Veränderung der Länge X und des Winkels β zusammengefasst. Die beiden Werte betragen bei der ersten optimierten Schwinge 620 mm bzw. 16, 81°. Diese wurden so verändert, dass das günstigste Verhältnis von 950 mm bzw. 18,7° entstanden ist. Durch die Berechnung der anderen Längen kommt man auf eine berechnete Ausfahrlänge Z1 des Hydraulikzylinders von rund 1 279 mm. Der tatsächliche Hub Z2 der beim Hersteller angegeben werden muss beträgt 1 310 mm.

Tabelle 8: Ermittlung des Hubes des Hydraulikzylinders

Eingabe:		Nebenrechnung:	
β [°]	18,7	Länge Y [mm]	1706,65
Länge X [mm]	950	α [°]	5,02
Höhe H [mm]	150	Ausfahrlänge Z1 [mm]	2.558,07
Länge ZT [mm]	405,00	Hub Z2 [mm]	1.309,22
<u>Bedingung:</u>			
Z2 > Z1/2			
Hub Z2		Ausfahrlänge Z1/2	
1.309,22		1.279,04	

Nachdem ein neuer Hub und somit ein neuer Winkel β und Abstand X festgelegt wurden, muss die Zylinderkraft neu berechnet werden. Die dazugehörige Berechnung ist im Anhang A12 hinterlegt. Es wurden zwei Zustände berechnet, zum einen der gekippte Zustand und zum anderen der ungekippte Zustand. Im gekippten Zustand wurde eine Zylinderkraft von 73 750 N ermittelt. Hierbei handelt es sich um das Einfahren des vollen Hubs des Hydraulikzylinders. Der Druck wirkt dabei auf die Kolbenringfläche.

Tabelle 9: Zylinderauswahl über die theoretische Kraft in N

Bohrung	Druck Bar	Stangen-durchm. \varnothing	Hub bei vollem Nenndruck			Theoretische Kraft N		
			Min.	Max. $\varphi = 1,25$ $\varphi = 1,6$		Bei vollem Hub	Bei Nullhub $\varphi = 1,25$ $\varphi = 1,6$	
100	160	45 ^{1,25}	40	630	1250	123280	98310	74350
	160	63 ^{1,6}						
	250	63 ^{1,6}	40	630	1250	192620	–	116170
110	160	50 ^{1,25}	40	630	1600	149160	118350	88760
	160	70 ^{1,6}						
140	160	63 ^{1,25}	40	800	2000	241620	192690	141770
	160	90 ^{1,6}						

Parker Hannifin GmbH: Katalog: HY07-1216/DE, Juni 2001, S.10

Die Tabelle 9 enthält einen kleinen Auszug der Schub- und Zugkräfte. Die vollständige Darstellung befindet sich im Anhang A15. Sie zeigt auf, wie groß die theoretische Kraft in den verschiedenen Bohrungsdurchmesser ist. Dabei würde man bei der bisherigen Zylinderkraft einen Bohrungsdurchmesser von 100 mm und einem Stangendurchmesser von 63 mm auswählen. Für die vollständige Zylinderauslegung ist die alleinige Berechnung im gekippten Zustand nicht ausreichend. Man muss noch zusätzlich die Kraft bei vollem Hub berechnen. Dies wäre bei dem Drahtablauf die Berechnung der Zylinderkraft im ungekippten Zustand. Hier liegt der Zylinderwert bei 143 418 N (siehe Anhang A15). Vergleicht man nun diesen Wert mit der theoretischen Kraft bei vollem Hub (siehe Tabelle 9) ist dieser zu groß für den Bohrungsdurchmesser von 100 mm und dieser würde die Schwinge mit dem vollen Drahtbundgewicht nicht kippen können. Somit muss man den nächst höheren Durchmesser für den Hydraulikzylinder auswählen und es ergibt sich für den optimierten Zylinder die Werte für den Bohrungsdurchmesser von 110 mm und den Stangendurchmesser von 70 mm.

4.7 Die zweite Optimierung der Schwinge

Nachdem der Anlenkpunkt der Schwinge verändert wurde und der Aufnahmedorn von sechs Dornsegmenten auf vier reduziert wurde, ist eine erneute Berechnung der Schwinge (siehe Anhang A16) notwendig. Dabei wird überprüft, ob die Schwinge den Belastungen stand hält. In den nächsten Bildern, wo die Deformationen und Vergleichsspannungen

dargestellt werden, sind, aufgrund der sehr groben Vernetzung der Schwinge, keine fließende, sondern zackige Linien zu erkennen. Dies kann man beheben indem, wie in der ersten Berechnung der Schwinge durchgeführt wurde, ein dünnwandiges Rohrstück um die Dornsegmente gelegt wird. Da im nachfolgenden die Spannungen an der Schwinge und an den Kerben des Aufnahmedorns betrachtet werden, wird auf dieses verzichtet.

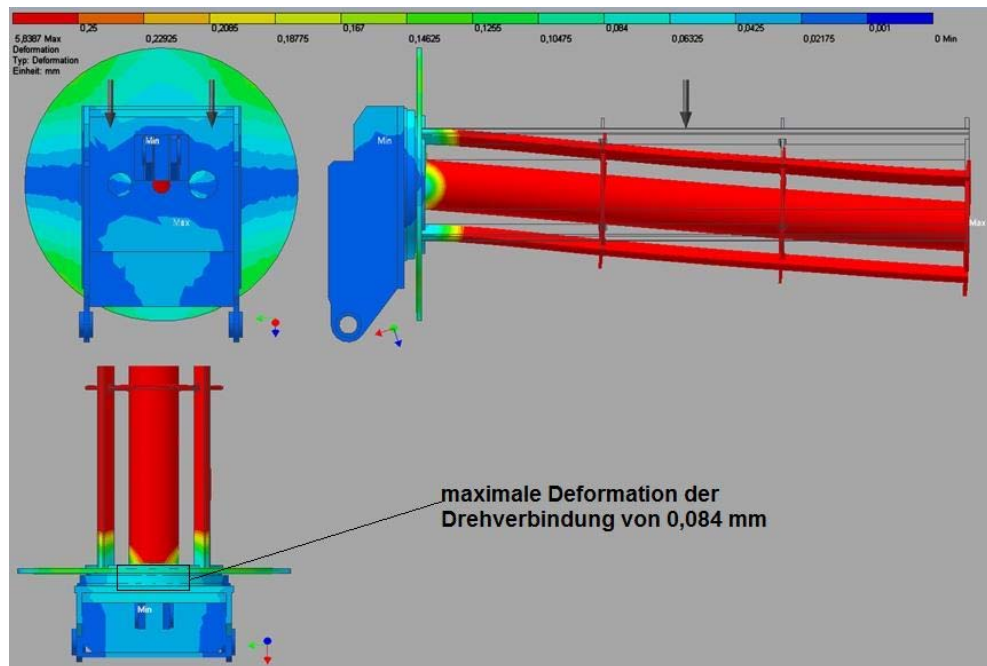


Bild 53: Deformation der ersten optimierten Schwinge

Im Bild 53 ist die Deformation unter der Veränderung des Aufnahmedorns und Lagerbockverschiebung der ersten optimierten Schwinge dargestellt. Durch diese Veränderungen sind die Deformationen der Schwinge kleiner geworden. Mit einem Wert von 0,08 mm liegt es weit unterhalb der Herstellerangaben der Firma IMO Momentenlager GmbH, die einen Wert von 0,27 mm als Maximum festlegen. Die Gesamtdeformation ist durch die Veränderung von 6,79 mm auf 5,84 mm herabgesenkt worden.

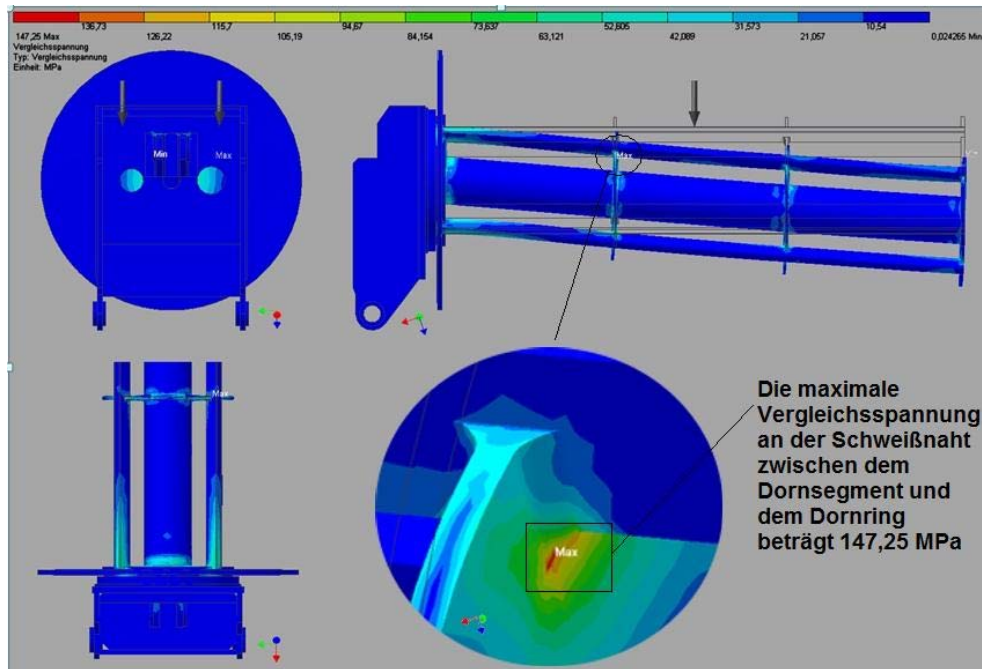


Bild 54: Vergleichsspannung der ersten optimierten Schwinge

Im Bild 54 ist die Vergleichsspannung der Schwinge mit einem Aufnahmedorns von vier Dornsegmenten dargestellt. Die maximale Spannung von 167 MPa ist auf 148 MPa gesunken und wirkt in dem Bereich der Schweißnaht, wo die Seitenfläche des Dornringes auf die des Dornsegmentes trifft. Durch die Kerbwirkung kommt es zu hohen Spannungen. Die Sicherheit beträgt 2,34 und liegt über die zulässige Sicherheit von 1,8. Zusammenfassend ist zu sagen, dass das Modell den Belastungen standhält. Die Vergleichsspannung und Deformation sind durch die Lagerbockverschiebung sehr gering, sodass in einem nächsten Schritt eine Berechnung der Schwinge mit den ursprünglichen Maßen durchgeführt wird. Dabei wird ausgewertet, ob es den Belastungen standhält.

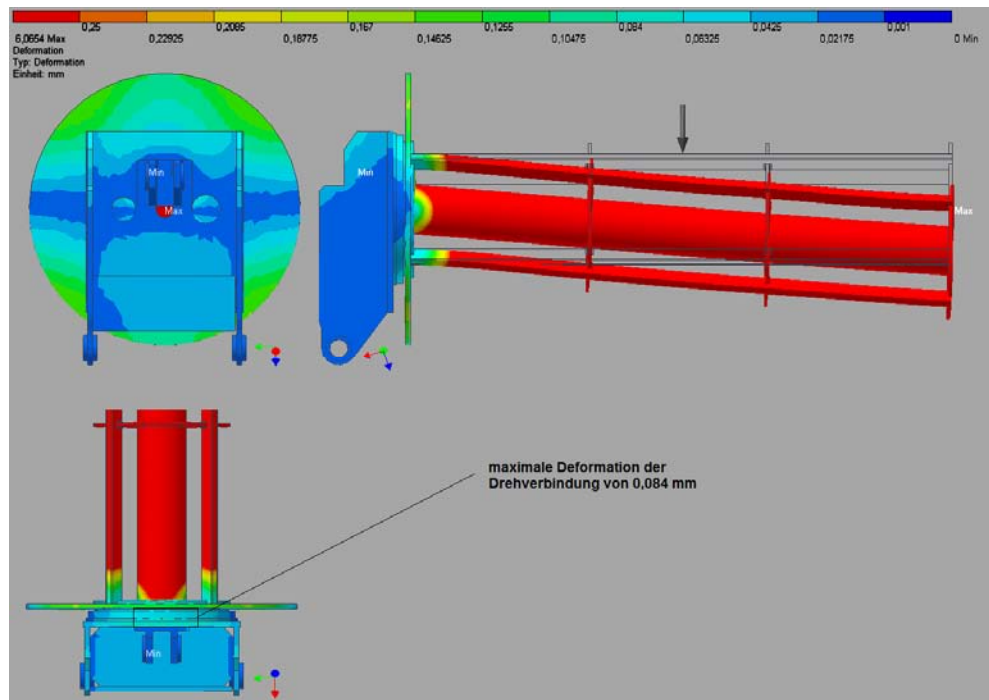


Bild 55: Deformation der ursprünglichen Schwinge

Im Bild 55 ist die Deformation der Schwinge mit den Ursprungsmaßen dargestellt. Die Werte haben sich nur geringfügig verschlechtert, dabei ist die Gesamtdeformation gegenüber der vorhergehenden Berechnung von 5,84 mm auf 6,07 mm angestiegen.

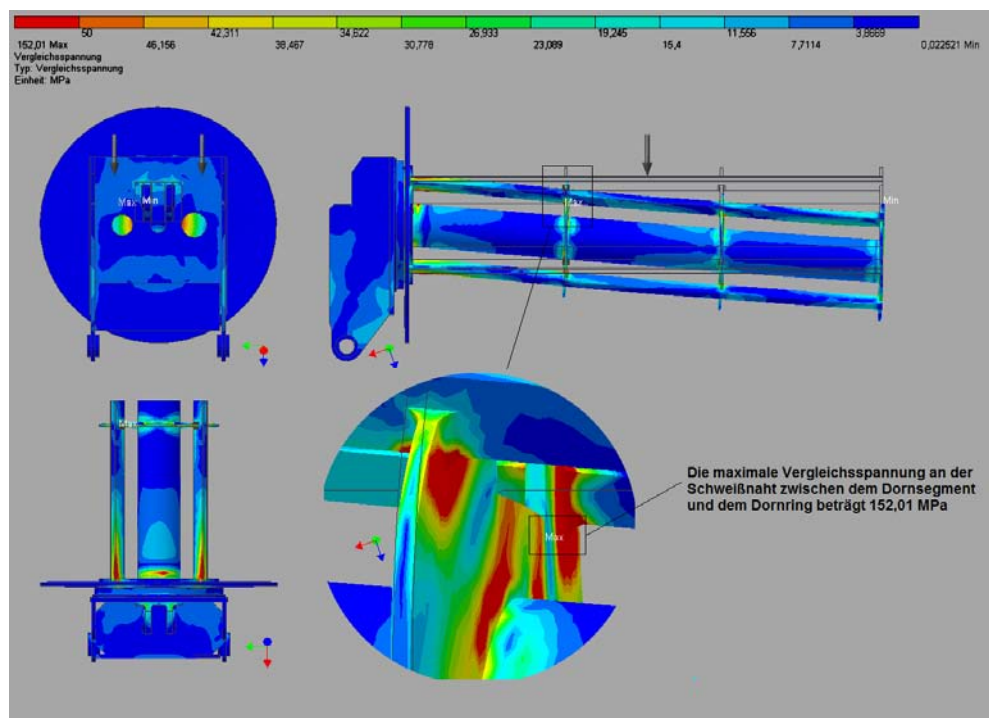


Bild 56: Vergleichsspannung der ursprünglichen Schwinge

Im Bild 56 ist die Vergleichsspannung der Schwinge mit einem Aufnahmedorns von vier Dornsegmenten dargestellt. Die maximale Spannung von 148 MPa ist auf 152 MPa gestiegen und wirkt in dem Bereich der Schweißnaht, wo die Seitenfläche des Dornringes auf die des Dornsegmentes trifft. Diese hohen Spannung werden durch die Kerben der Schweißnaht beeinflusst. Die Sicherheit beträgt 2,27 und liegt über die zulässige Sicherheit von 1,8.

Die Vergleichsspannung und Deformation sind durch die Veränderung der Schwinge nur geringfügig angestiegen und das Modell hält mit den neuen Maßen und mit der ausreichenden Sicherheit den Belastungen stand. Im nächsten Schritt wird die Berechnung mit der Schwinge, ohne die untere Versteifungsplatte, durchgeführt. Dabei soll ausgewertet werden, ob das Modell den Belastungen standhält.

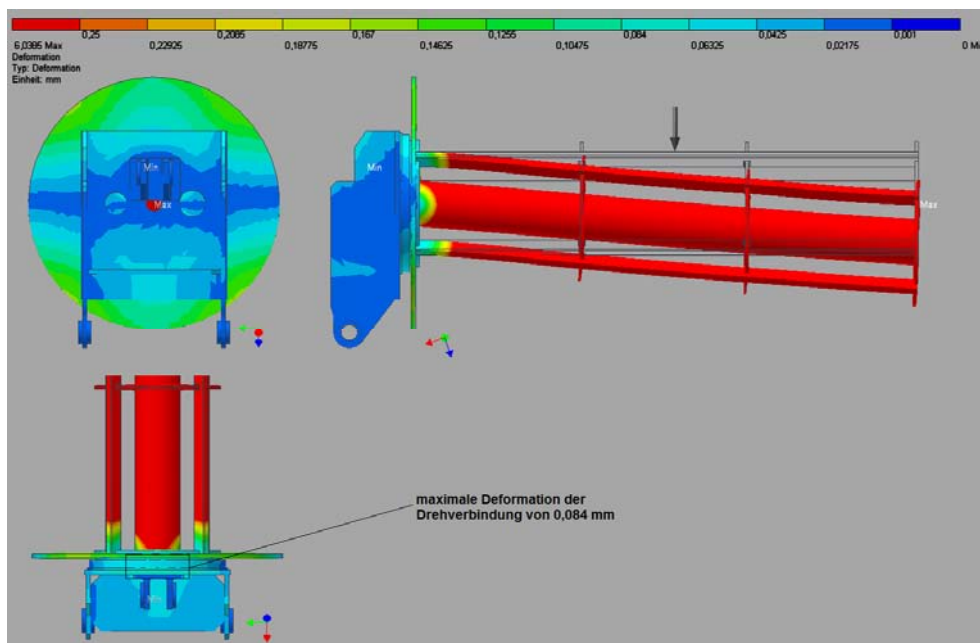


Bild 57: Deformation der zweiten optimierten Schwinge

Im Bild 57 ist die Deformation der zweiten optimierten Schwinge dargestellt. Dabei ist das Modell gegenüber der vorhergehenden Berechnung von 6,07 mm auf 6,04 mm gesunken.

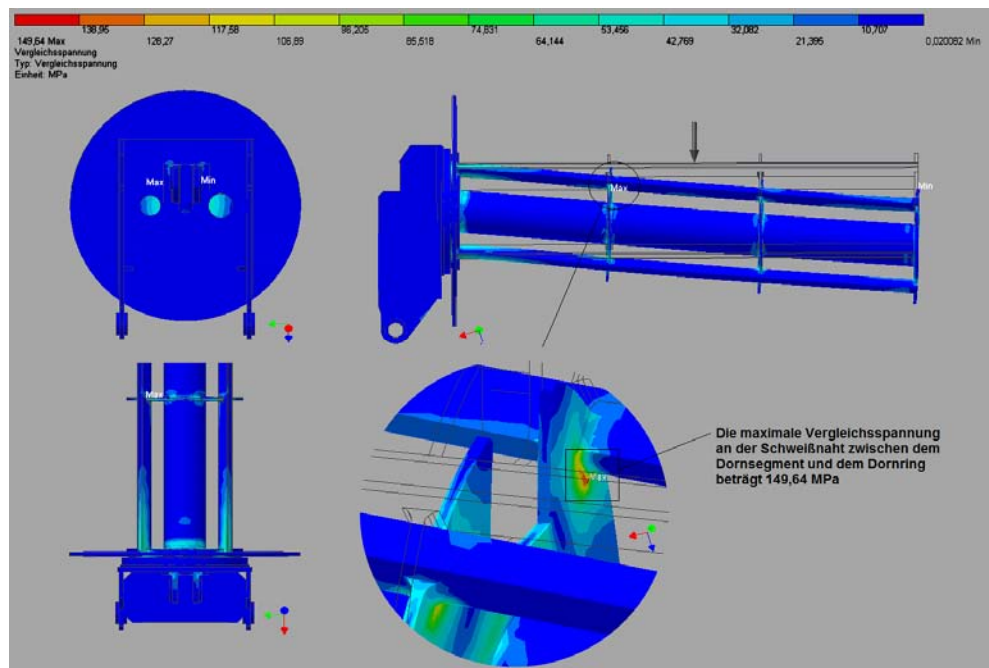


Bild 58: Vergleichsspannung der zweiten optimierten Schwinge

Das Bild 58 stellt die Vergleichsspannung der Schwinge mit einem Aufnahmedorns von vier Dornsegmenten dar. Die maximale Spannung von 152 MPa ist auf 150 MPa gesunken und wirkt in dem Bereich der Schweißnaht, wo die Seitenfläche des Dornringes auf die des Dornsegmentes trifft. Durch die Kerbwirkung kommt es an dieser Stelle zu hohen Spannungen. Die Sicherheit beträgt 2,30 und liegt über die zulässige Sicherheit von 1,8. Zusammenfassend kann man für die zweite Berechnung der Schwinge sagen, dass die Deformation an der Drehverbindung im Herstellerbereich liegt und die allgemeine Sicherheit des Modells über die der erforderlichen liegt. Somit hält die Konstruktion den Belastungen stand. Durch die erneute Berechnung der Schwinge konnte an Gewicht eingespart werden, was wiederum zu einer Kostenminimierung führt.

4.8 Der Verfahrkasten und Grundrahmen

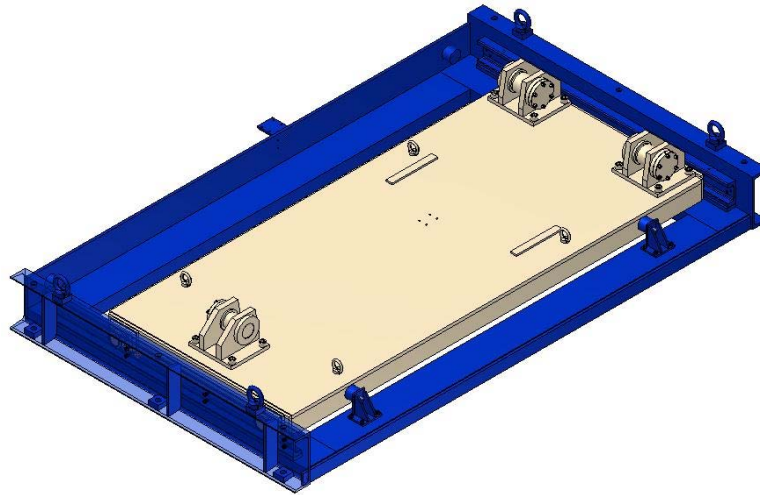


Bild 59: Optimierung des Verfahrkastens und Grundrahmens

Das Bild 59 zeigt die Veränderungen des Verfahrkastens und des Grundrahmens auf. Der Verfahrkasten wurde in seinem Aufbau nicht verändert. Er wurde lediglich an die neuen Maße der optimierten Teile angepasst. Da der Hydraulikzylinder durch die Optimierung in der Länge vergrößert wurde, muss der Verfahrkasten dementsprechend länger werden. Dies hat zur Folge, dass sich auch das Maß des Grundrahmens erhöht. Beim Grundrahmen kommt noch eine Veränderung bei den Seitenwänden hinzu. Wie im Bild 59 zu sehen ist, wurden U-Profile mit Versteifungsrippen ausgewählt. Im ursprünglichen Modell ist die Seitenwand als Blechplatte lotrecht zu einer anderen Blechplatte angeschweißt und wird durch Rippen versteift. Dies bedeutet für das optimierte Modell, dass der Schweißaufwand verringert und somit die Herstellungskosten herabgesenkt werden.

5 Modularität und Skalierbarkeit

In diesem Kapitel wird auf die Modularität des Drahtablaufes eingegangen. Dabei wird dieser unter Verwendung der drei Komponenten Kippbarkeit, Antrieb und Verfahrkasten betrachtet.

Tabelle 10: Beispiele der Modularität

Varianten	Kippbarkeit	Antrieb	Verfahrkasten
1	X	X	X
2	X	X	—
3	X	—	—
4	—	X	—
5	—	—	X
6	—	X	X
7	—	—	—
8	X	—	X

X... Baugruppe vorhanden

—... Baugruppe nicht vorhanden

In Tabelle 10 sind verschiedene Varianten aufgezeigt, um zu veranschaulichen wie vielseitig der Drahtablauf sein kann. Dabei werden vor allem die drei kundenspezifische Faktoren Kippen, Antrieb und Verfahrkasten betrachtet. Diese Varianten werden nachfolgend mit Bildern veranschaulicht.

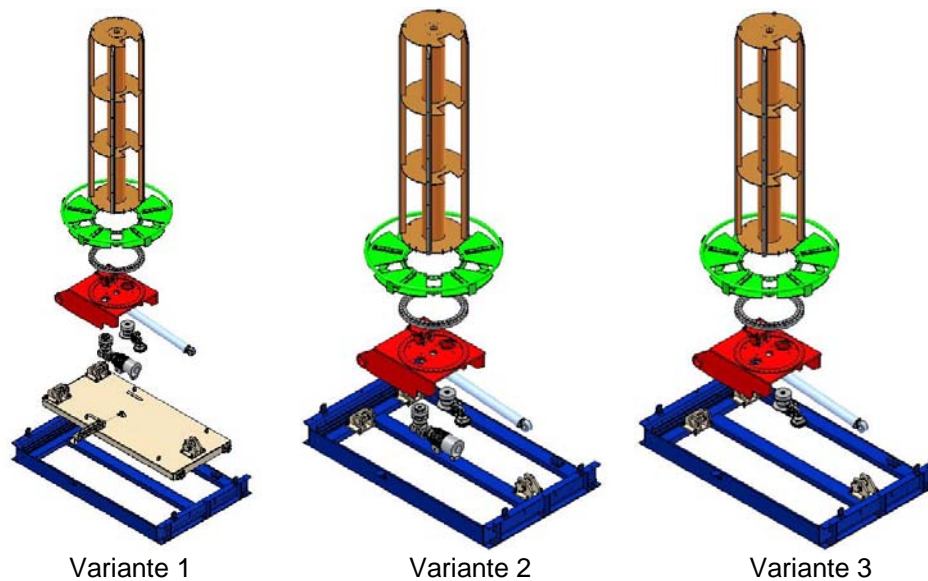


Bild 60: Variante 1 bis 3 des Drahtablaufes

Im Bild 60 sind die ersten drei Varianten des Drahtablaufes dargestellt. Bei der ersten Variante werden alle drei Komponenten verwendet. Dies entspricht dem optimierten Modell. Nimmt man dieses als Vorlage und entfernt man dann den Verfahrkasten, so erhält man die Variante 2. Dazu müssen die Lagerböcke für die Schwinge und des Hydraulikzylinders konstruktiv in den Grundrahmen angepasst und die Schienen für das Rollen entfernt werden. Aufbauend auf dieser Variante entsteht unter Wegfall des Antriebes die Variante 3. Dabei werden die Drehverbindung und das Bremssystem beibehalten, um den Ablauf und das Stoppen des Drahtes zu ermöglichen.

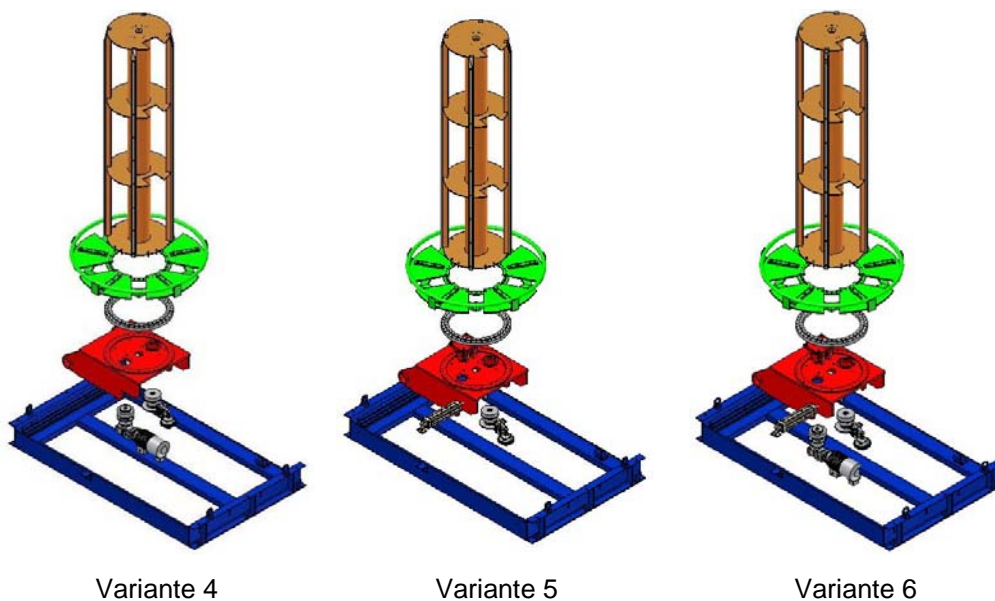
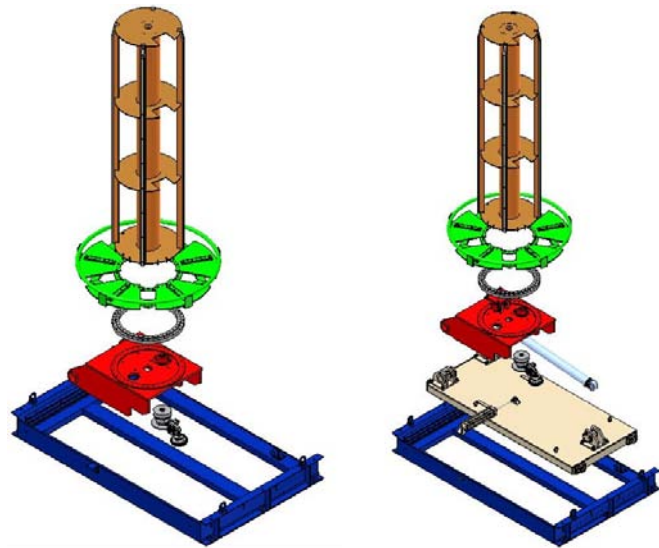


Bild 61: Variante 4 bis 6 des Drahtablaufes

Im Bild 61 sind die Varianten vier bis sechs des Drahtablaufes dargestellt. In der Variante 4 ist der Drahtablauf ohne die Komponenten Kippen und Verfahrkasten dargestellt. Dabei wird die Schwinge mit dem Grundrahmen kombiniert. Möchte man die Verfahrfunktion, aber keinen Antrieb so erhält man die Variante 5. Hier besteht die Besonderheit darin, dass die Schwinge als Verfahrkasten umfunktioniert wird. Der Grundrahmen muss an die Größe angepasst werden. Auch hier bleiben, wie bei Variante 3, die Drehverbindung sowie das Bremssystem für das Stoppen und problemlose Ablaufen des Drahtes erhalten. Das gleiche Modell wird in Variante 6 verwendet, nur wird hier der Antrieb wieder integriert.



Variante 7

Variante 8

Bild 62: Variante 7 bis 8 des Drahtablaufes

Im Bild 62 sind die Varianten sieben bis acht des Drahtablaufes dargestellt. In Variante 7 ist das Modell dargestellt, bei dem keine der drei Komponenten eingesetzt wird. Die Schwinge muss optimal mit dem Grundrahmen kombiniert werden. Die bestehende Drehverbindung und das Bremssystem sorgen für das Abziehen und Stoppen des Drahtes vom Drahtbund. Eine letzte Möglichkeit besteht darin, dass der Verfahrkasten und das Kippen ohne den Antrieb eingesetzt werden (siehe Variante 8). Die Maße dieses Modells und dem optimierten Modells sind identisch. Der Unterschied besteht lediglich im Einsatz des Antriebes. Alle Möglichkeiten zeigen, dass zwar bei Wegfall einer Komponente konstruktive Anpassungen vorgenommen werden müssen, aber die Grundstruktur immer erhalten bleibt.

Im weiterem wird auf die Skalierbarkeit eingegangen. Die optimierte Variante wurde für ein Drahtbund mit einem Gewicht von 3 000 kg entwickelt und ist für den Drahtbundgewichtsbe- reich von 2 000 kg bis 3 000 kg einsetzbar. Für ein Drahtbundgewicht, welches unter oder über diesen Bereich liegt, verändert sich das ganze Konstruktionssystem. Als erste muss eine neue Drehverbindung ausgewählt werden. Darauf aufbauend wird die Schwinge in der Größe angepasst und aufgrund der neu entstandenen Belastung muss die Zylinderkraft neu berechnet werden. Nachdem ein geeigneter Hydraulikzylinder ausgewählt worden ist, muss die Schwin- ge optimiert werden. Durch die kundenspezifischen Abziehggeschwindigkeit muss ein neues Bremsmoment berechnet und eine neue Bremszange sowie Bremsscheibe ausgewählt werden.

Eine einfache Skalierung von einzelnen Komponenten ist somit nicht möglich, da sehr viele Elemente von einander abhängen und die Belastungen durch die Veränderung des Drahtbundgewichtes sich verändern. Alles muss wieder neu entwickelt werden. Dabei können die im Kapitel 4 beschriebenen Schritte als Anleitung verwendet werden. Somit bildet das Kapitel die Grundlage für die Auslegung des Drahtablaufes entsprechend des konkreten Drahtbundgewichtes.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Ausgangspunkt der Diplomarbeit waren Drahtabläufe mit verschiedenen Komponenten entsprechend der unterschiedlichen Kundenwünsche. Diese wurden analysiert und dabei in folgenden Einzelkomponenten aufgeschlüsselt:

- Der Grundrahmen
- Der Verfahrkasten mit Schwinge
- Der Antrieb mit Drehteller
- Der Aufnahmedorn

Danach wurde für diese Komponenten eine Variantenauswertung durchgeführt. Aus einem Vergleich von fünf verschiedenen Grundrahmen wurden zwei Varianten aufgrund ihrer geringen Herstellungskosten ausgewählt. Aus der Kombination dieser zwei Varianten wurde die optimale Konstruktion für den Grundrahmen erstellt. Danach wurde der Verfahrkasten analysiert. Dabei hat sich gezeigt, dass auf Grund der Abhängigkeiten von der Größe der Schwinge und der Hydraulikzylinderlänge kein festes Maß festgelegt werden kann. Als nächstes wurden der sogenannte direkte Antrieb, der Kettenzahnradantrieb und der Innenzahnradantrieb miteinander verglichen. Aufgrund seiner geringen Montagekosten und hohen Belastungsvermögens wurde der Innenzahnradantrieb als optimaler Antrieb ausgewählt. Die Schwinge wurde so gewählt, dass auf ihr die Drehverbindung des Innenzahnradantriebes montiert werden kann. Für den Aufnahmedorn hat sich aus der Variantenbewertung ergeben, dass sowohl der Einfachdorn als auch der Spreizdorn optimiert werden müssen.

Danach wurde mittels des Konstruktionsprogramms Autodesk Inventor Professional 2009 eine Belastungsanalyse des zu optimierenden Modells durchgeführt. Dabei wurde festgestellt, dass die Schwinge den Belastungen standhält, aber die Deformationen an der Drehverbindung des Antriebes zu hoch sind und diese in einem weiteren Schritt optimiert werden.

Als nächstes wurde das Bremssystem verbessert. Dazu wurde die Bremsscheibe in das Innere der Schwinge verlagert, um diese bei einem Drahtriss besser zu schützen. Der Drehteller bestand vorher aus einer großen Scheibe. Diese wurde durch einzelne Segmente ersetzt, um so Herstellungskosten einzusparen. Beim Aufnahmedorn wurde mittels der Belastungsanalyse demonstriert, dass das Modell mit vier gegenüber sechs Dornsegmenten den Belastungen standhält. Somit konnte der Montageaufwand des Aufnahmedorns verringert werden. Aufgrund einer Berechnung des Hydraulikzylinders kam es zu einer Vergrößerung der Länge und

zu einer Minimierung des Bohrungsdurchmessers. Nach Veränderung der Komponenten wurde abschließend eine erneute Berechnung der Schwinge durchgeführt. Dabei führte die Optimierung zu einer Gewichtseinsparung. Abschließend wurde der Verfahrkasten und Grundrahmen in der Größe angepasst und verändert.

Im letzten Kapitel wurden neun verschiedene Modelle aufgezeigt, die durch Kombination aus der Komponente, des Kippens, des Antriebs und des Verfahrkastens erstellt wurden. Dies soll zeigen wie unterschiedlich die Kundenwünsche sein können und wie komplex die Anpassbarkeit des Drahtablaufs an diese ist. Zur Skalierbarkeit des Drahtablaufes ist zu sagen, dass diese nicht einfach zu realisieren ist, da diese vom Drahtbundgewicht und der kundenspezifischen Drahtziehgeschwindigkeit abhängt. Dazu müssen die Komponenten Drehverbindung, Schwinge, Bremse und Antrieb sowie Hydraulikzylinder bei verändertem Drahtbundgewicht jeweils neu berechnet und ausgelegt werden.

Der Drahtablauf wurde detailliert ausgewertet, analysiert und optimiert. Dafür wurden mit Hilfe der Finite-Element-Methode Kraftwirkungen veranschaulicht und darauf aufbauend Optimierungsmaßnahmen vorgenommen. Der Drahtablauf konnte in vielen Bereichen kostengünstiger und montagefreundlicher gestaltet werden.

Im Ausblick auf weitere Arbeiten kann der Drahtablauf verbessert werden, indem der Spreizdorn, insbesondere das Spreizprinzip, näher untersucht wird. Auf diesen konnte nicht näher eingegangen werden, da er den Rahmen der Diplomarbeit gesprengt hätte.

Weiterhin sollte analysiert werden, ob unter Einsatz einer größeren Bremsscheibe eine kostengünstigere Bremszange gewählt werden kann. Ein umfangreiches Projekt stellt die Konstruktion der einzelnen Möglichkeiten bei einem modularen Aufbau dar.

Ein weiterer Aspekt der untersucht werden sollte, sind die Grenzen der Skalierung, um so für einen bestimmten Skalierbereich den gleichen Drahtablauf einsetzen zu können. Auch der Übertragungswinkel $\mu_{II}/9^\circ$ S. 149 zwischen dem treibenden Glied Zylinder und das angetriebene Glied Schwinge sollte eingehend erforscht werden. Dieser ist im ungekippten Zustand sehr klein und führt somit zu einer hohen Lagerbelastung. An dieser Stelle muss untersucht werden, ob ein größerer Winkel realisiert werden kann.

Anhang

Anhang A1: Projektübersicht der Drahtabläufe der Firma Kieselstein

Projekt	Bemerkung	Kippbar		Spreizbar		Antriebsystem				Draht- Ø mm	Dorn- länge mm	Ge- schw. m/min	Ringabmessung		Gewicht kg
		ja	nein	ja	nein	Direkt	mit Kette	Zahnrad	ohne Drehteller				Innen mm	Außen mm	
KA 5053	Ziehschläen Thyssen	x			x		x		x	8,0 - 15,5	1200	120	850 - 950	1200	1500
KA 3758	AIM	x			x				x	4,0 - 14,0	2300	10	800	1300	3000
KA 3826	Drahtablauf Vacuumschmelze	x		x		x			x	9,0 - 19,0	1400	5	600 - 800	1200	1000
KA 3942	Drahtablauf ABV-T	x			x			x	x	7,0 - 16,0	1500	60	480/740	1400	2500
KA 5006	Roslau	x		x		x			x	5,5 - 11,0	3500	max 200	800 - 1000	1500	3000

Anhang A2: Berechnung Interpolation von Kettenradantrieb

Kosten:

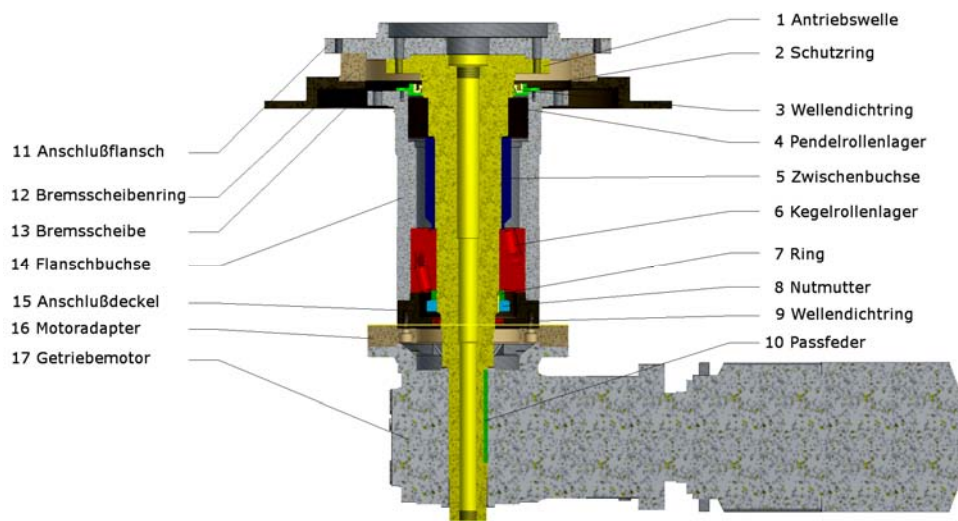
	KA 5053	KA 3865
Drahtbundgewicht:	1,5 t	6,0 t
Antriebswelle	224,50 €	440,00€
Lagerung 1	53,80 €	209,00€
Lagerung 2	92,29€	260,00€
Ergebnis:	370,59€	909,00€

Berechnung:

	x	Y	
	1,5	370,59	
4,5 +	3,0	G	+ 538,41
	6,0	909,00	

Ergebnis:

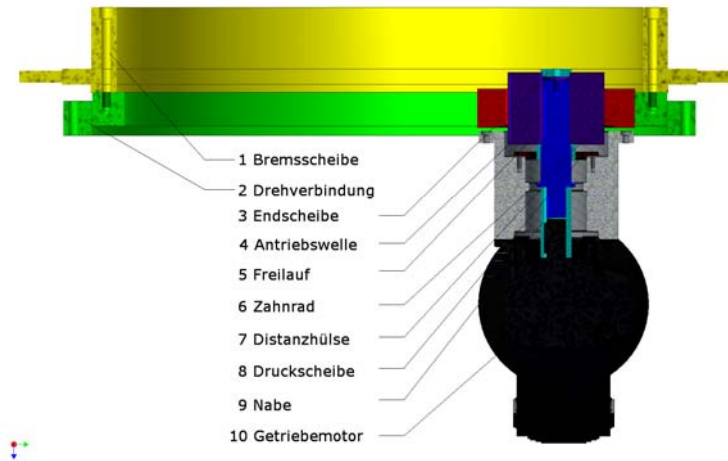
$$G = 370,59 + (3,0 - 1,5) \cdot (538,41 : 4,5) = 550,06$$

Anhang A3: Kostenaufstellung Antriebe**Der sogenannte direkte Antrieb**

			Stck	€	
1	20011987	Antriebswelle	1	712,90	
2	20012024	Schutzring	1	87,95	
3	25012493	Wellendichtring A160x1	1	15,19	
4	50017272	Pendelrollenlage 24028	1	322,09	
5	20012022	Zwischenbuchse	1	64,00	
6	25012418	Kegelrollenlager 32222	1	667,86	
7	20012021	Ring	1	30,00	
8	25012496	Nutmutter M110x2 DI	1	14,71	
9	25012494	Wellendichtring A95x12	1	8,78	
10	25012491	Passfeder A20x12x160	1	3,63	
11	20011988	Anschlußflansch	1	448,00	
12	20012054	Bremsscheibenring	1	291,50	
13	20012053	Bremsscheibe D=710	1	490,00	
14	20012023	Flanschbuchse	1	596,55	
15	20012020	Anschlußdeckel	1	206,30	
16	20012019	Motoradapter	1	154,80	
17	25012250	DS-Getriebemotor 5,5 kW	1		1.835,25
					4.114,26

Fortsetzung Anhang A3: Kostenaufstellung Antriebe

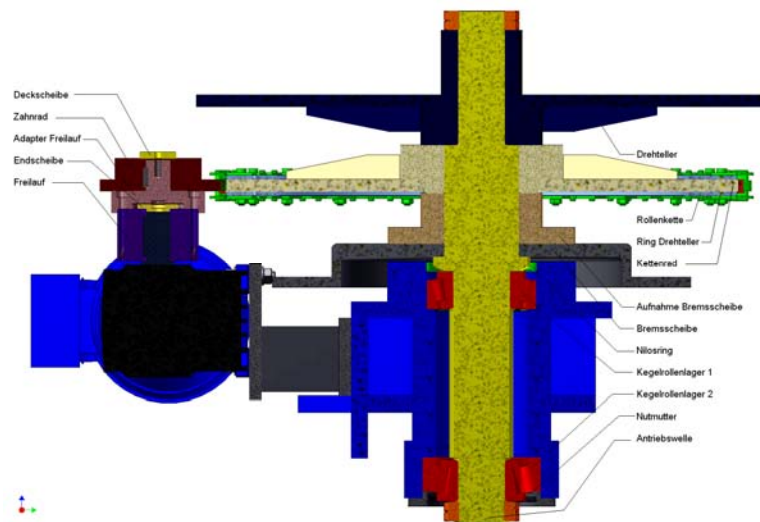
Der Innenzahnradantrieb



			Stck	€	
1	20015048	Bremsscheibe	1	697,00	
2	25014940	Drehverbindung	1	2.300,00	
3	20015096	Endscheibe	1	8,50	
4	20014801	Antriebswelle	1	51,60	
5	25014948	Freilauf	1	613,70	
6	20014808	Zahnrad	1	168,00	
7	20014814	Distanzhülse	1	9,50	
8	20014807	Druckscheibe	1	35,20	
9	25014944	Schräggugellager	1	21,91	
10	20014800	Nabe	1	28,00	
11	25014943	Getriebemotor	1		1.069,04
				<u>3.933,41</u>	

Fortsetzung Anhang A3: Kostenaufstellung Antriebe

Der Kettenradantrieb



			Stck	€	
1	20012928	Drehteller	1	596,00	
2	25013428	Rollenkette	1	155,25	
3	20012929	Ring Drehteller	2	82,34	
4	20012925	Kettenrad	1	478,00	
5	20012915	Aufnahme Bremsscheibe	1	137,00	
6	20012914	Bremsscheibe	1	415,00	
7	25013561	Nilosring	1	249,00	
8	25013559	Kegelrollenlager 1	1	52,80	
9	25013560	Kegelrollenlager 2	1	92,29	
10	50016605	Nutmutter	4	17,36	
11	20012931	Antriebswelle	1	224,50	
12	20012918	Deckscheibe	1	10,20	
13	25013411	Zahnrad	1	45,39	
14	20012919	Adapter Freilauf	1	124,00	
15	20012920	Endscheibe	1	14,27	
16	25013395	Freilauf	1	524,45	
17	25013439	Getriebemotor	1		598,00
3.217,85					

Anhang A4: Die zulässige Verformung der Drehverbindung



0. Transport-, Handling- und Lagerungsvorschriften

0.1 Transport, Handling und Lagerung

Transport nur in horizontaler Lage. Stöße sind zu vermeiden.

Das Handling von Drehverbindungen muß mit Arbeitshandschuhen erfolgen. Die Drehverbindungen verfügen in der Regel über Gewindebohrungen, in denen Ringschrauben eingedreht werden können. Dies ermöglicht ein sicheres Handling an einer Hebevorrichtung. Bitte beachten Sie hierzu die einschlägigen gesetzlichen Vorschriften.

Die Drehverbindungen sind an 3 gleichmäßig am Umfang verteilten Punkten mit dem Hebezeug zu transportieren. Der innerbetriebliche Transport und Einbau sollte nur in horizontaler Lage erfolgen, Spannkreuze müssen bis zum Einbau in der Drehverbindung verbleiben.

Lagerung in horizontaler Lage, bei Stapeln mit einer stabilen Zwischenlage, in geschlossenen Räumen. Der verwendete Konservierungsschutz hält ca. 3 Monate, bei geschlossener Verpackung, vor. Eine längere Einlagerungszeit erfordert eine Sonderkonservierung.

1. Einbau

1.1 Vorbereitungen für den Einbau

1.1.1 Reinigen der Drehverbindung und der Anschlusskonstruktion

1. Fremdmaterial von der Auflagefläche entfernen (einschl. Farbreste, Schweißperlen, Grätbildung)
2. Auflageflächen der Drehverbindung von Korrosionsschutz befreien.

Beachten Sie hierbei, dass



- keine Reinigungsmittel in der Drehverbindung eindringen
- die einschlägigen Vorschriften eingehalten werden (z.B. Herstellervorschriften, Arbeitsschutz, Umweltschutz usw.)
- keine Reinigungsmittel verwendet werden, die den Dichtungswerkstoff angreifen.

Gebräuchliche Reinigungsmittel:

Kaltlösungsmittel (z.B. Waschbenzin, Dieselöl, Kaltryl KEV usw.)

1.1.2 Ermittlung der zulässigen Planabweichung δ_p und Winkelabweichung δ_w sowie der zulässigen Verformung δ_v der Anschraubfläche der Anschlusskonstruktion

Tabelle 1: zul. Plan- einschl. Winkelabweichungen für

Drehverbindungen Standardausführung.

Bei vorgespannten Kugeldrehverbindungen sind die Werte für Rollendrehverbindungen zu verwenden.

Laufkreisdurchmesser [mm]		250	500	750	1000	1250
Plan- einschl. Winkelabweichung	Kugel	0.08	0.10	0.13	0.15	0.18
je Auflagefläche [mm]	Rolle	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11

Laufkreisdurchmesser [mm]		1500	1750	2000	2500	3000
Plan- einschl. Winkelabweichung	Kugel	0.20	0.23	0.25	0.30	0.35
je Auflagefläche [mm]	Rolle	0.13	0.14	0.15	0.17	0.20

Laufkreisdurchmesser [mm]		3500	4000	4500	5000	5500
Plan- einschl. Winkelabweichung	Kugel	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60
je Auflagefläche [mm]	Rolle	0.23	0.25	0.28	0.30	0.33

Tabelle 2: zul. Verformung der Anschlusskonstruktion, unter max. Belastung, für Drehverbindungen Standardausführung

Laufkreisdurchmesser [mm]		250	500	750	1000	1250
Plan- einschl. Winkelabweichung	Kugel	0.21	0.27	0.35	0.40	0.48
je Auflagefläche [mm]	Rolle	0.16	0.21	0.24	0.27	0.29

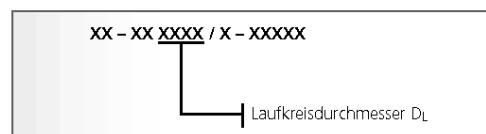
Laufkreisdurchmesser [mm]		1500	1750	2000	2500	3000
Plan- einschl. Winkelabweichung	Kugel	0.50	0.61	0.67	0.80	0.93
je Auflagefläche [mm]	Rolle	0.35	0.37	0.40	0.45	0.48

Laufkreisdurchmesser [mm]		3500	4000	4500	5000	5500
Plan- einschl. Winkelabweichung	Kugel	1.06	1.20	1.33	1.46	1.59
je Auflagefläche [mm]	Rolle	0.60	0.66	0.73	0.79	0.86



Bei Drehverbindungen, die zwischen den angegebenen Größen liegen, ist der jeweils kleinere Wert anzunehmen. Bei Drehverbindungen größer als der größte Durchmesser ist der Wert für den größten angegebenen Durchmesser zu verwenden.

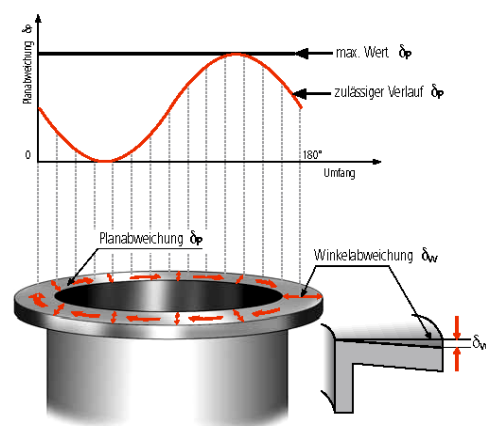
Die Größe des Laufkreisdurchmessers D_L kann unserer Zeichnungsnummer entnommen werden.



Die zulässige Winkelabweichung δ_w (Verkipfung) bezieht sich auf die tatsächliche Flanschbreite und darf nur die Hälfte der Werte aus Tabelle 1 betragen.

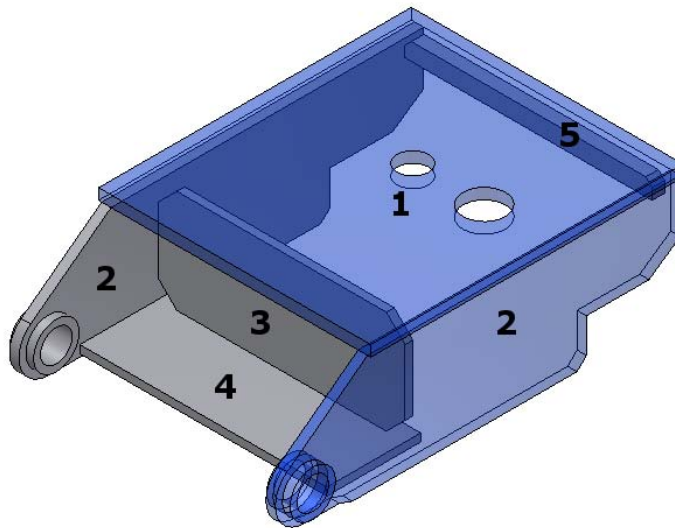
Der maximale Restwert für die Planabweichung δ_p (Welligkeit), darf in Umfangsrichtung nur 1x am halben Umfang erreicht werden. Der Verlauf muß ähnlich einer Sinus-Kurve aussehen, die langsam ansteigt oder fällt.

Skizze: zulässige Plan- und Winkelabweichung der Anschlusskonstruktion



Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 1 bis Modell 6

Übersicht



	Modell 1	Modell 2	Modell 3
SF	3,9506	4,3211	3,6764
D	0,337 mm	0,318 mm	0,3 mm
VS	81,09 MPa	79,84 MPa	93,84 MPa
Veränderung	1: von 25 mm auf 30 mm	1: von 30 mm auf 35 mm 1: Loch 200 mm auf 100 mm	2 von 25mm auf 30 mm
	Fase Bohrung LB 40°	Fase Bohrung LB 30° 4 Fase 40 mm	Fase Bohrung LB 40° 4 ohne Fase 40 mm

	Modell 4	Modell 5	Modell 6
SF	4,131	5,3795	4,345
D	0,287 mm	0,26 mm	0,261 mm
VS	83,51 MPa	64,13 MPa	79,402 MPa
Veränderung	5: 40 mm x 55 mm	Abstand Lagerung Lagerbock und Schwinge 555 mm auf 620 mm Zylinder α : 15,01° auf 16,81°	Lagerbockseitenwandstärke von 30mm auf 35 mm
	Fase Bohrung LB 40°	Fase Bohrung LB 30°	Fase Bohrung LB 30°

Erklärung: Die Veränderung eines Modells wurde automatisch auf die anderen übernommen. Wurde die Veränderung nicht übernommen, ist dies entsprechend angegeben.

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 1

Analyse von Modell_1

Page 1 of 4

Analyse von Modell_1

Autor: CAD
Analyse erstellt am: Montag, 21. September 2009 14:00:37
Letzte Änderung der Analyse: Freitag, 9. Oktober 2009 07:55:03
Bericht erstellt am: Freitag, 9. Oktober 2009 14:23:07
Datenbank: N:\B_Foerster\05_Optimierung
 Schwinge\Berechnung_Schwinge\Modell\Modell_1.ipa
Software: [Autodesk Inventor Professional 2009](#)
[ANSYS Technology](#)



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Modell_1.ipt Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3769 mm 1845 mm 1500 mm
Teilemasse	1709 kg
Teilevolumen	2,18e+008 mm³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	118933
Elemente	64015

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 1

Analyse von Modell 1

Page 2 of 4

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Lagerbelastung 1	Zylindrische Lagerbelastung	2,943e+004 N	-7622 N 2,843e+004 N 9,271e-012 N
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,242e+005 N	-2,064e+004 N	1,343e+007 N-mm	-3,379e+005 N-mm
		-1,225e+005 N		4,116e+005 N-mm
		-45,12 N		-1,342e+007 N-mm
	9,819e+004	2,828e+004 N	4,361e+005	-2,928e+005 N-mm

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 1

Analyse von Modell_1

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	N	9,403e+004 N 45,12 N	N·mm	-3,232e+005 N·mm 0,3001 N·mm
Pin-Abhängigkeit 2	1,242e+005 N	-2,064e+004 N -1,225e+005 N -45,12 N	1,343e+007 N·mm	-3,379e+005 N·mm 4,116e+005 N·mm -1,342e+007 N·mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

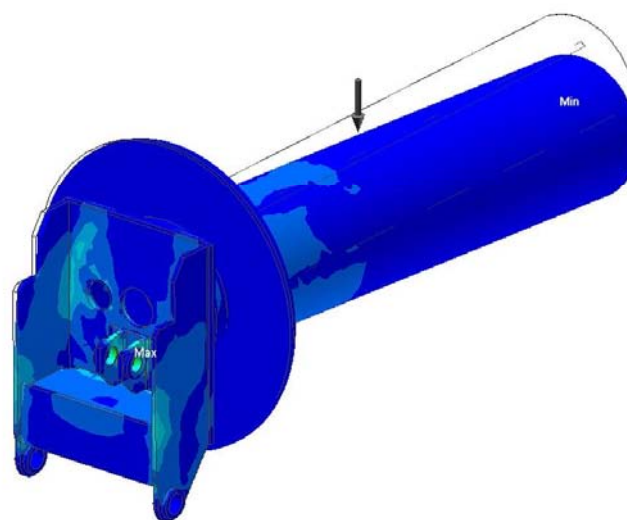
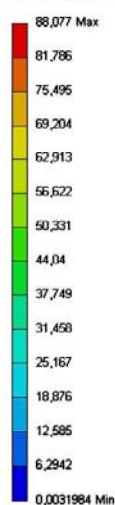
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	3,198e-003 MPa	88,08 MPa
Maximale Hauptspannung	-6,706 MPa	82,66 MPa
Minimale Hauptspannung	-49,57 MPa	10,07 MPa
Deformation	0,0 mm	2,088 mm
Sicherheitsfaktor	3,917	-

Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 16:30

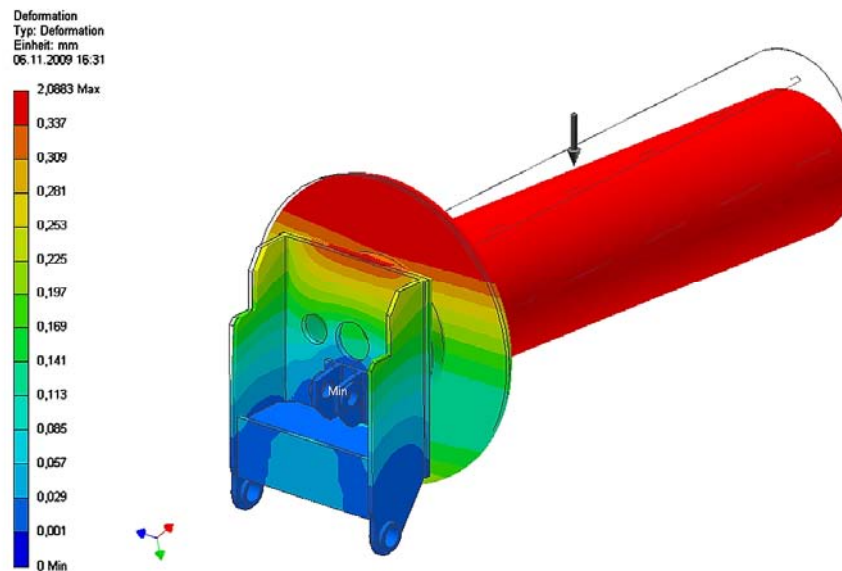
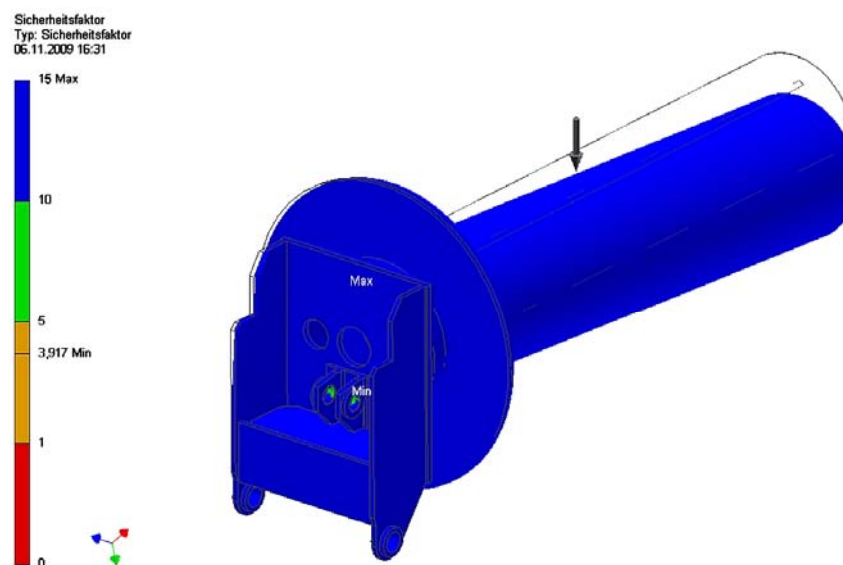


09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 1

Analyse von Modell_1

Page 4 of 4

**ZAHL 2
Deformation****ZAHL 3
Sicherheitsfaktor**

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 2

Analyse von Modell_2

Page 1 of 4

Analyse von Modell_2

Autor: CAD
Analyse erstellt am: Mittwoch, 23. September 2009 08:16:45
Letzte Änderung der Analyse: Mittwoch, 23. September 2009 10:16:23
Bericht erstellt am: Freitag, 9. Oktober 2009 15:05:11
Datenbank: N:\B_Foerster\05_Optimierung
 Schwinge\Berechnung_Schwinge\Modell\Modell_2.ipa
Software: [Autodesk Inventor Professional 2009](#)
[ANSYS Technology](#)



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Modell_2.ipt Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3773 mm 1845 mm 1500 mm
Teilemasse	1747 kg
Teilevolumen	2,228e+008 mm³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	240079
Elemente	144746

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 2

Analyse von Modell_2

Page 2 of 4

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Lagerbelastung 1	Zylindrische Lagerbelastung	2,943e+004 N	-7622 N 2,843e+004 N 2,736e-012 N
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,188e+005 N	-2,329e+004 N	1,395e+007 N-mm	-2,787e+005 N-mm
		-1,165e+005 N		4,091e+005 N-mm
		-63,78 N		-1,394e+007 N-mm
	9,335e+004	3,092e+004 N	4,531e+005	-3,286e+005 N-mm

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 2

Analyse von Modell_2

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	N	8,808e+004 N 63,78 N	N-mm	-3,121e+005 N-mm 0,1094 N-mm
Pin-Abhängigkeit 2	1,188e+005 N	-2,329e+004 N -1,165e+005 N -63,78 N	1,395e+007 N-mm	-2,787e+005 N-mm 4,091e+005 N-mm -1,394e+007 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

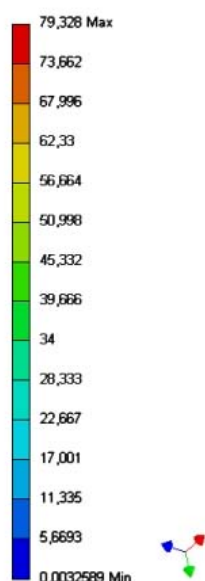
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	3,259e-003 MPa	79,33 MPa
Maximale Hauptspannung	-10,2 MPa	65,77 MPa
Minimale Hauptspannung	-43,45 MPa	10,32 MPa
Deformation	0,0 mm	2,012 mm
Sicherheitsfaktor	4,349	-

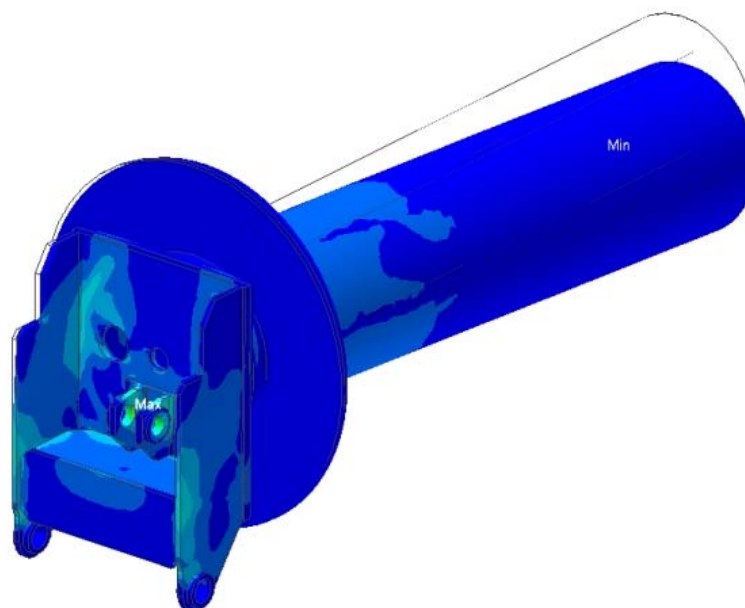
Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 16:33



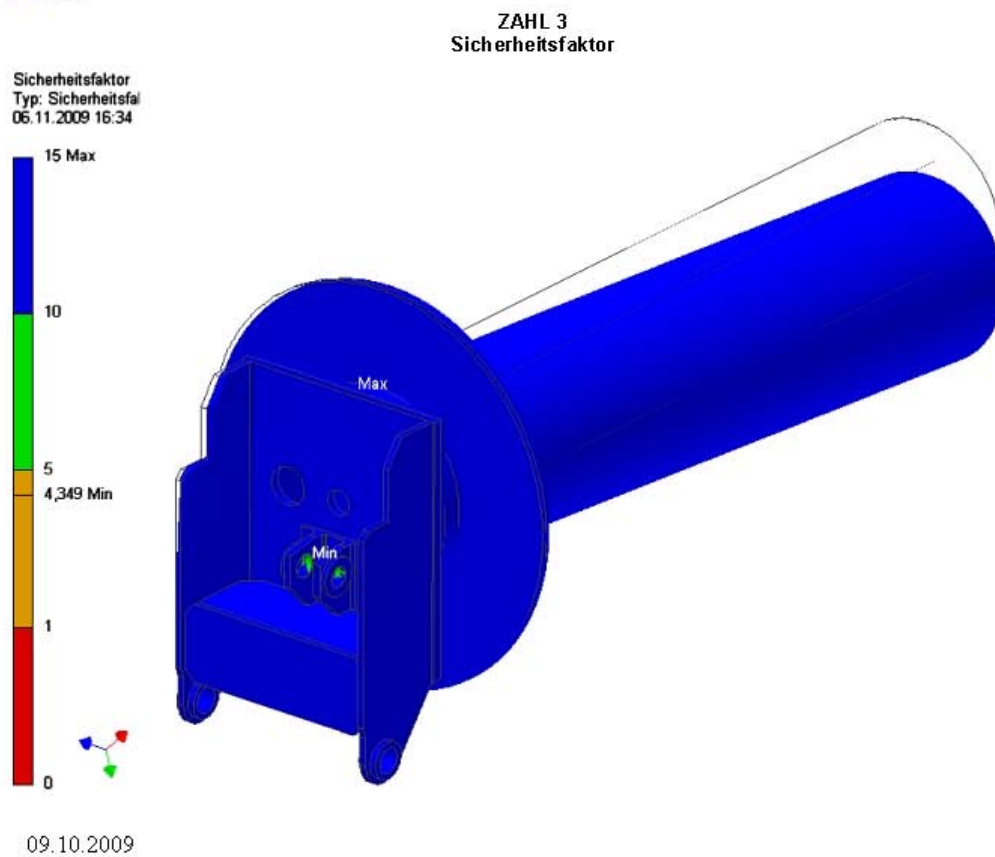
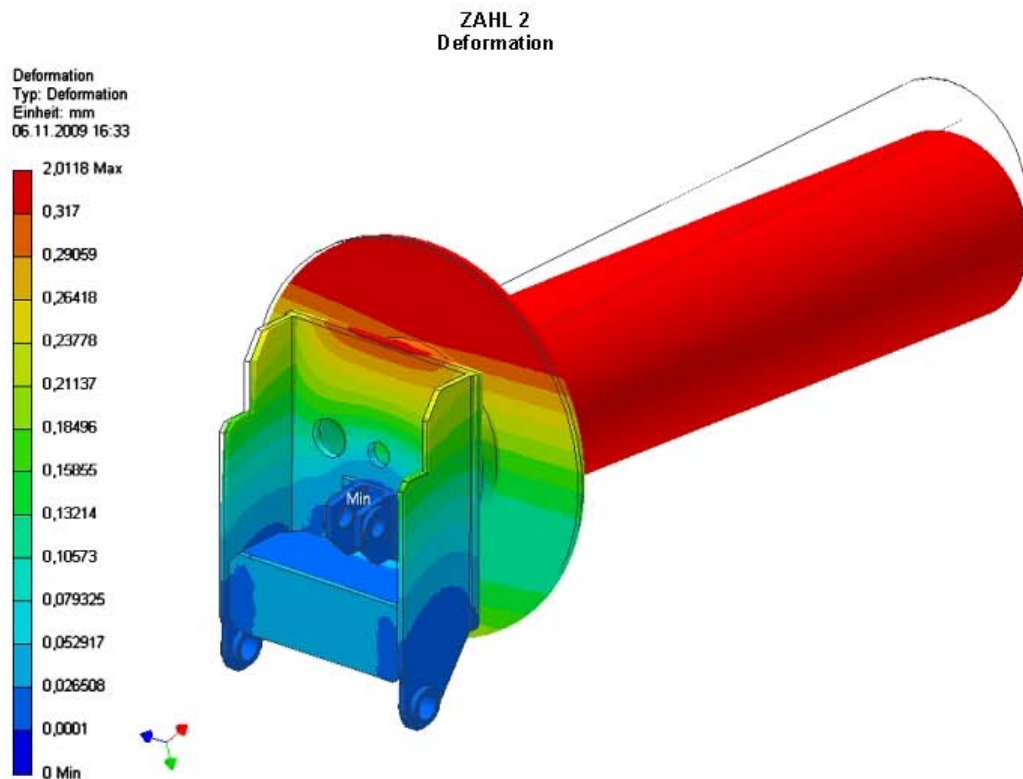
09.10.2009



Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 2

Analyse von Modell_2

Page 4 of 4



Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 3

Analyse von Modell_3

Page 1 of 4

Analyse von Modell_3

Autor: CAD

Analys e erstellt am: Mittwoch, 23. September 2009 10:18:59

Letzte Änderung der Analyse: Mittwoch, 23. September 2009 10:31:56

Bericht erstellt am: Freitag, 9. Oktober 2009 15:26:38

Datenbank: N:\B_Foerster\05_Optimierung Schwinge\Berechnung_Schwinge\Modell\Modell_3.ipa

Software: [Autodesk Inventor Professional 2009](#)
[ANSYS Technology](#)



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Modell_3.ipt Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3773 mm 1845 mm 1500 mm
Teilemasse	1778 kg
Teilevolumen	2,268e+008 mm³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	237044
Elemente	143012

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 3

Analyse von Modell_3

Page 2 of 4

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Lagerbelastung 1	Zylindrische Lagerbelastung	2,943e+004 N	-7622 N 2,843e+004 N 2,736e-012 N
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,198e+005 N	-2,396e+004 N -1,174e+005 N 379,3 N	1,337e+007 N-mm	1,52e+005 N-mm 1,003e+005 N-mm -1,337e+007 N-mm
Pin-Abhängigkeit 1	9,439e+004 N	3,159e+004 N 8,895e+004 N	4,368e+005 N-mm	-4,044e+005 N-mm 1,652e+005

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinde vom Modell 3

Analyse von Modell_3

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
		-379,3 N		N-mm 0,2996 N-mm
Pin-Abhängigkeit 2	1,198e+005 N	-2,396e+004 N -1,174e+005 N 379,3 N	1,337e+007 N-mm	1,52e+005 N-mm 1,003e+005 N-mm -1,337e+007 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

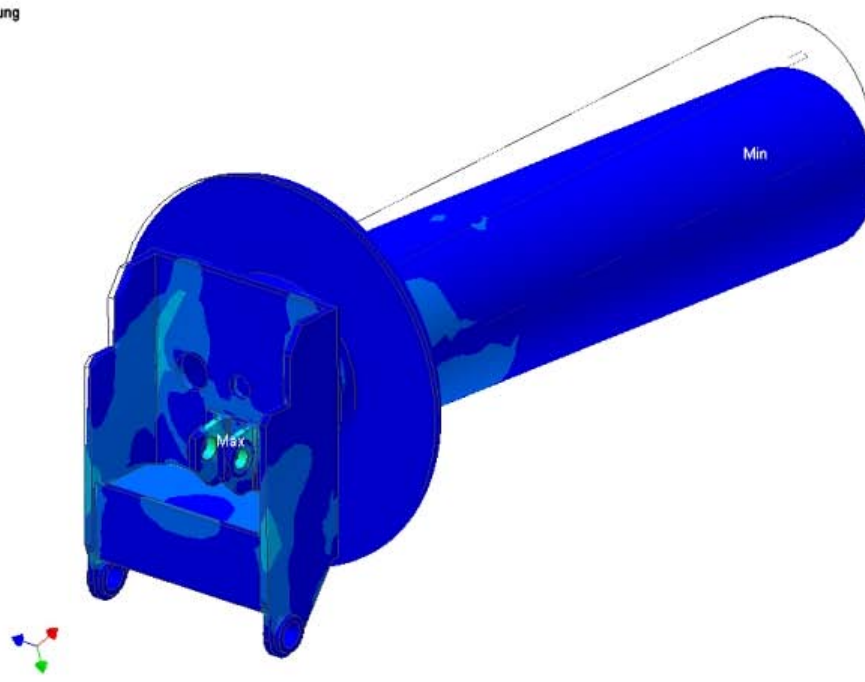
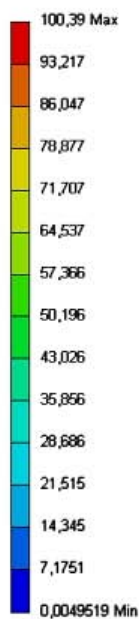
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	4,952e-003 MPa	100,4 MPa
Maximale Hauptspannung	-9,112 MPa	87,06 MPa
Minimale Hauptspannung	-51,76 MPa	10,71 MPa
Deformation	0,0 mm	1,925 mm
Sicherheitsfaktor	3,437	-

Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 16:35

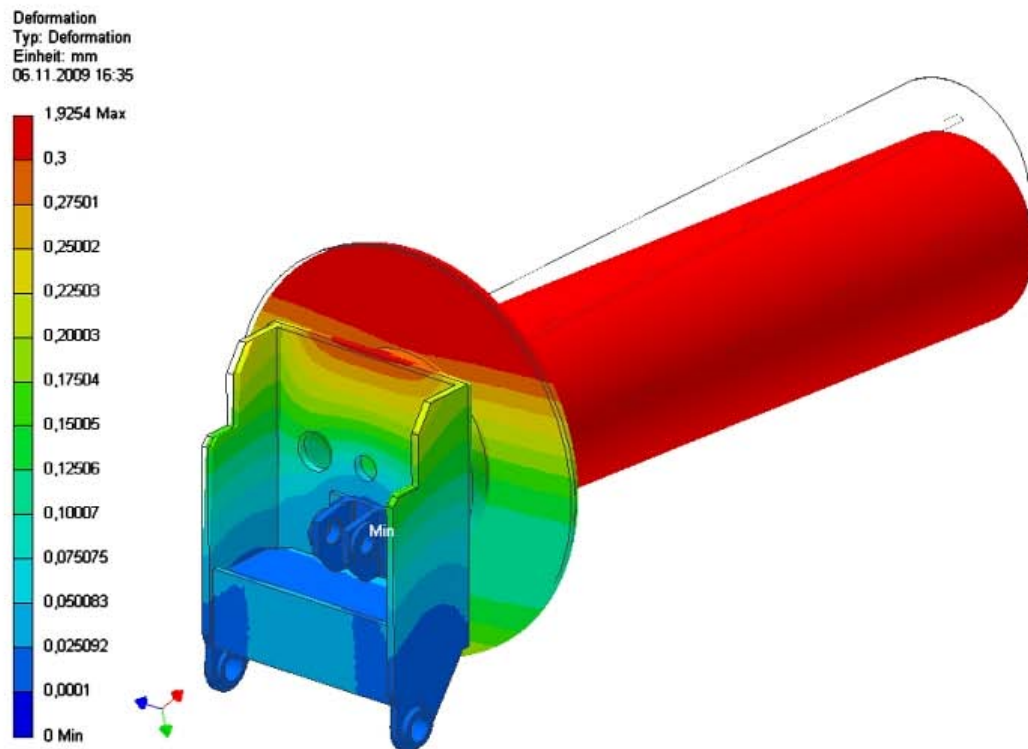
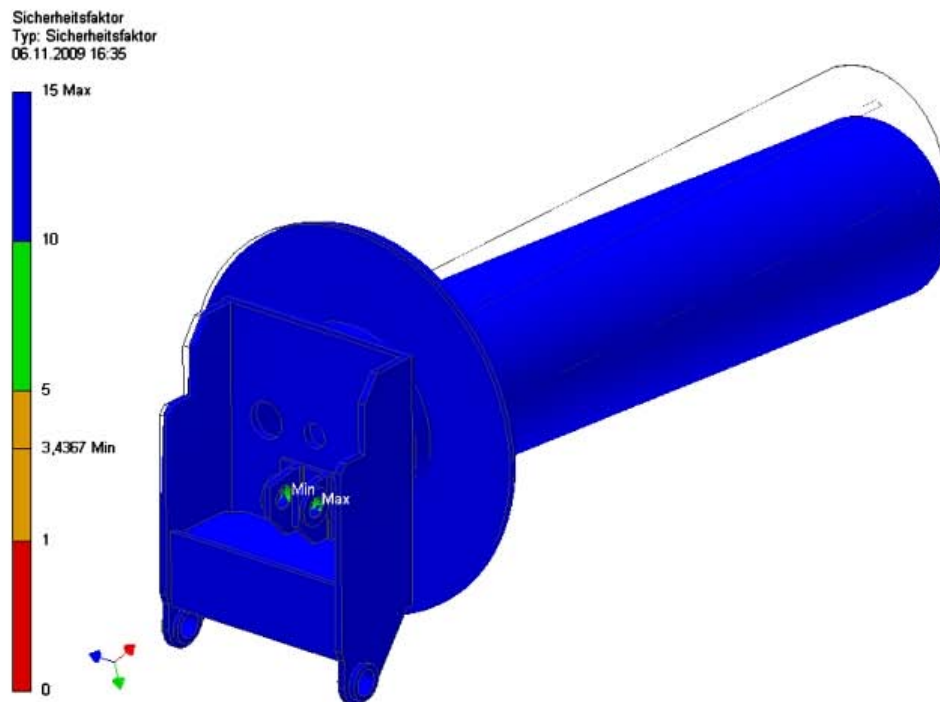


09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 3

Analyse von Modell_3

Page 4 of 4

ZAHL 2
Deformation**ZAHL 3**
Sicherheitsfaktor

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 4

Analyse von Modell_4

Page 1 of 4

Analyse von Modell_4

Autor: CAD
Analyse erstellt am: Mittwoch, 23. September 2009 10:33:40
Letzte Änderung der Analyse: Mittwoch, 23. September 2009 10:45:22
Bericht erstellt am: Freitag, 9. Oktober 2009 15:48:31
Datenbank: N:\B_Foerster\05_Optimierung
 Schwinge\Berechnung_Schwinge\Modell\Modell_4.ipa
Software: [Autodesk Inventor Professional 2009](#)
[ANSYS Technology](#)



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Modell_4.ipt Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3773 mm 1845 mm 1500 mm
Teilemasse	1792 kg
Teilevolumen	2,286e+008 mm³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	250345
Elemente	151606

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 4

Analyse von Modell_4

Page 2 of 4

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Lagerbelastung 1	Zylindrische Lagerbelastung	2,943e+004 N	-7622 N 2,843e+004 N 2,736e-012 N
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,202e+005 N	-2,414e+004 N -1,177e+005 N 333,5 N	1,32e+007 N-mm	9,88e+004 N-mm 1,21e+005 N-mm -1,32e+007 N-mm
Pin-Abhängigkeit 1	9,475e+004 N	3,177e+004 N 8,926e+004 N	3,972e+005 N-mm	-3,745e+005 N-mm 1,324e+005

09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinde vom Modell 4

Analyse von Modell_4

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
		-333,5 N		N-mm 0,1025 N-mm
Pin-Abhängigkeit 2	1,202e+005 N	-2,414e+004 N -1,177e+005 N 333,5 N	1,32e+007 N-mm	9,88e+004 N-mm 1,21e+005 N-mm -1,32e+007 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

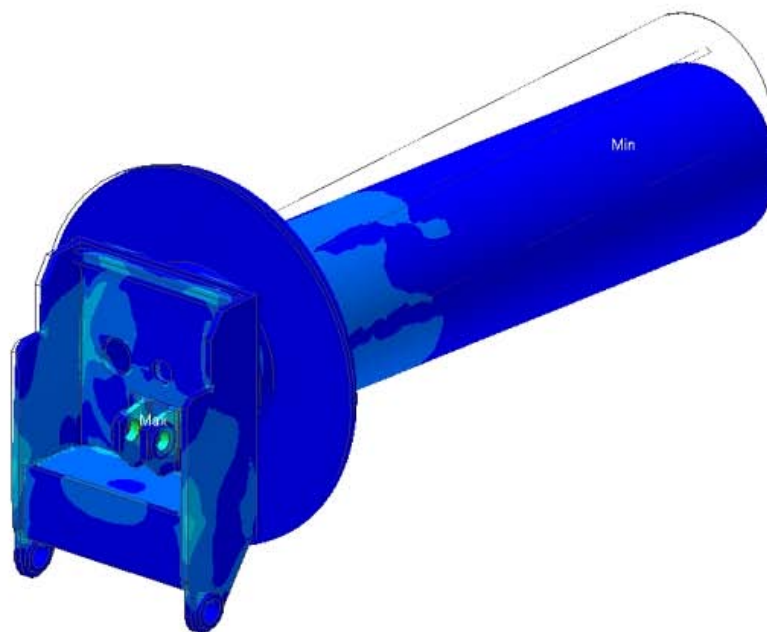
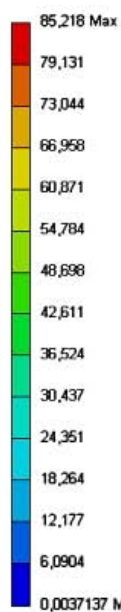
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	3,714e-003 MPa	85,22 MPa
Maximale Hauptspannung	-10,2 MPa	67,94 MPa
Minimale Hauptspannung	-52,29 MPa	9,337 MPa
Deformation	0,0 mm	1,876 mm
Sicherheitsfaktor	4,048	-

Zahlen

ZAHL1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 16:37

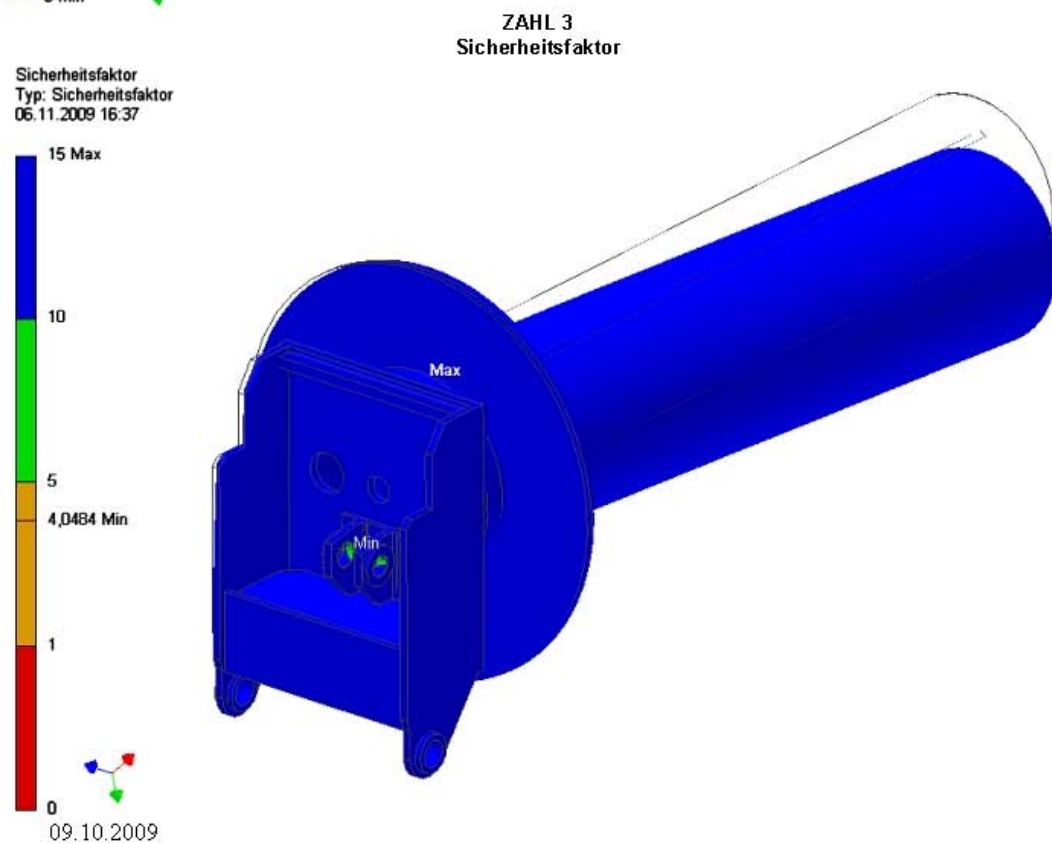
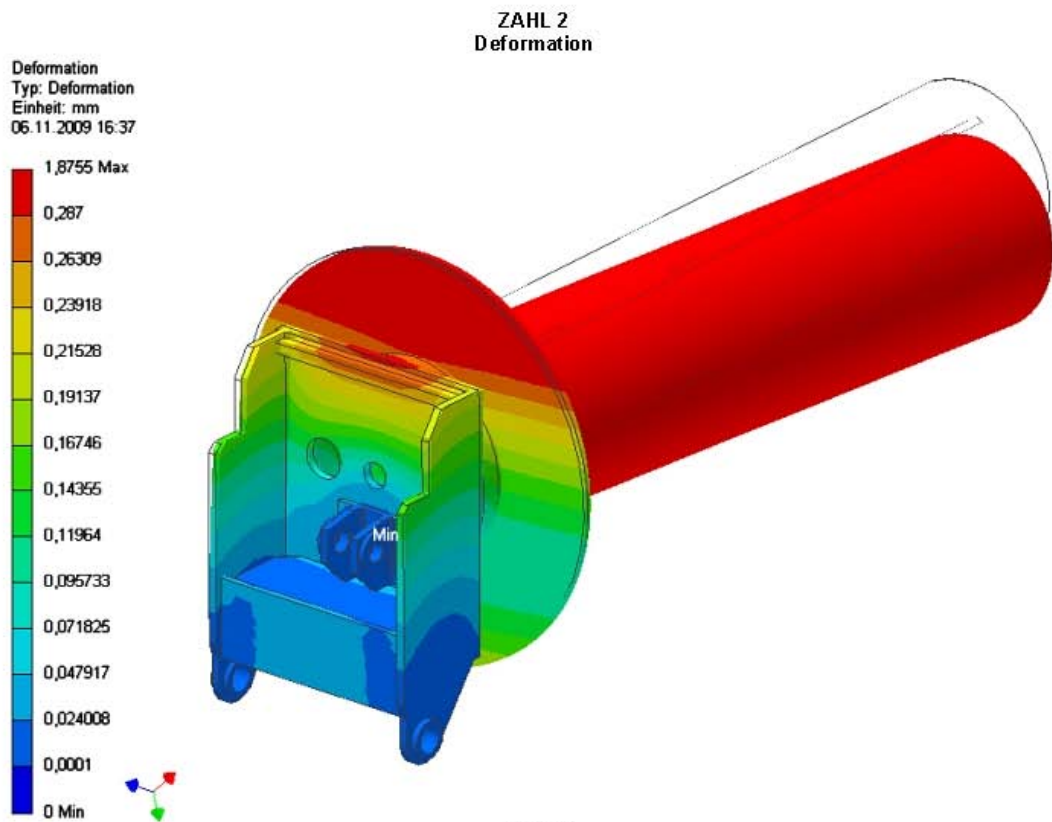


09.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 4

Analyse von Modell_4

Page 4 of 4



Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 5

Analyse von Modell_5

Page 1 of 4

Analyse von Modell_5

Autor: CAD

Analyse erstellt am: Mittwoch, 23. September 2009 10:47:38

Letzte Änderung der Analyse: Donnerstag, 29. Oktober 2009 15:31:29

Bericht erstellt am: Donnerstag, 29. Oktober 2009 15:53:02

Datenbank: N:\B_Foerster\05_1te Optimierung Schwinge\Berechnung_Schwinge\Modell\Modell_5.ipa

Software: [Autodesk Inventor Professional 2009](#)
[ANSYS Technology](#)



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Modell_5.ipt Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3777 mm 1927 mm 1500 mm
Teilemasse	1791 kg
Teilevolumen	2,284e+008 mm³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	192431
Elemente	113487

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

29.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 5

Analyse von Modell_5

Page 2 of 4

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Lagerbelastung 1	Zylindrische Lagerbelastung	2,943e+004 N	-8511 N 2,817e+004 N 1,859e-012 N
PIN- Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
PIN- Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,131e+005 N	-2,143e+004 N -1,11e+005 N 441,1 N	1,154e+007 N-mm	-7,141e+004 N-mm 3,786e+005 N-mm -1,154e+007 N-mm
		2,995e+004 N		3,224e+005 N-mm

29.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 5

Analyse von Modell_5

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
PIN- Abhängigkeit 1	8,807e+004 N	8,282e+004 N -441,1 N	3,999e+005 N-mm	-2,366e+005 N-mm 4,002e-003 N-mm
PIN- Abhängigkeit 2	1,131e+005 N	-2,143e+004 N -1,11e+005 N 441,1 N	1,154e+007 N-mm	-7,141e+004 N-mm 3,786e+005 N-mm -1,154e+007 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

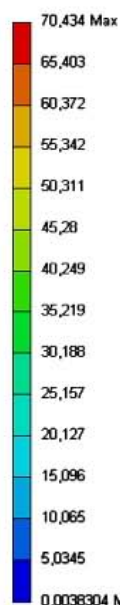
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	3,83e-003 MPa	70,43 MPa
Maximale Hauptspannung	-9,297 MPa	64,53 MPa
Minimale Hauptspannung	-33,81 MPa	8,01 MPa
Deformation	0,0 mm	1,759 mm
Sicherheitsfaktor	4,898	-

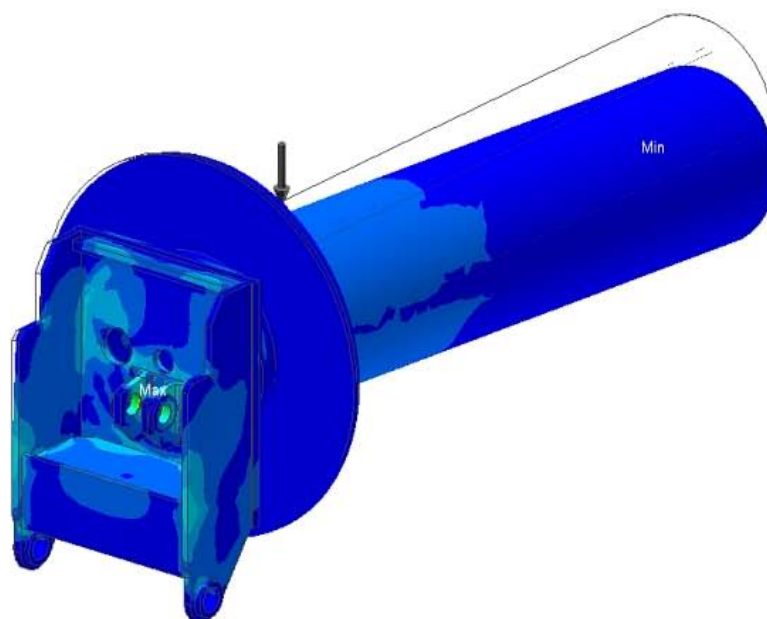
Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 16:39



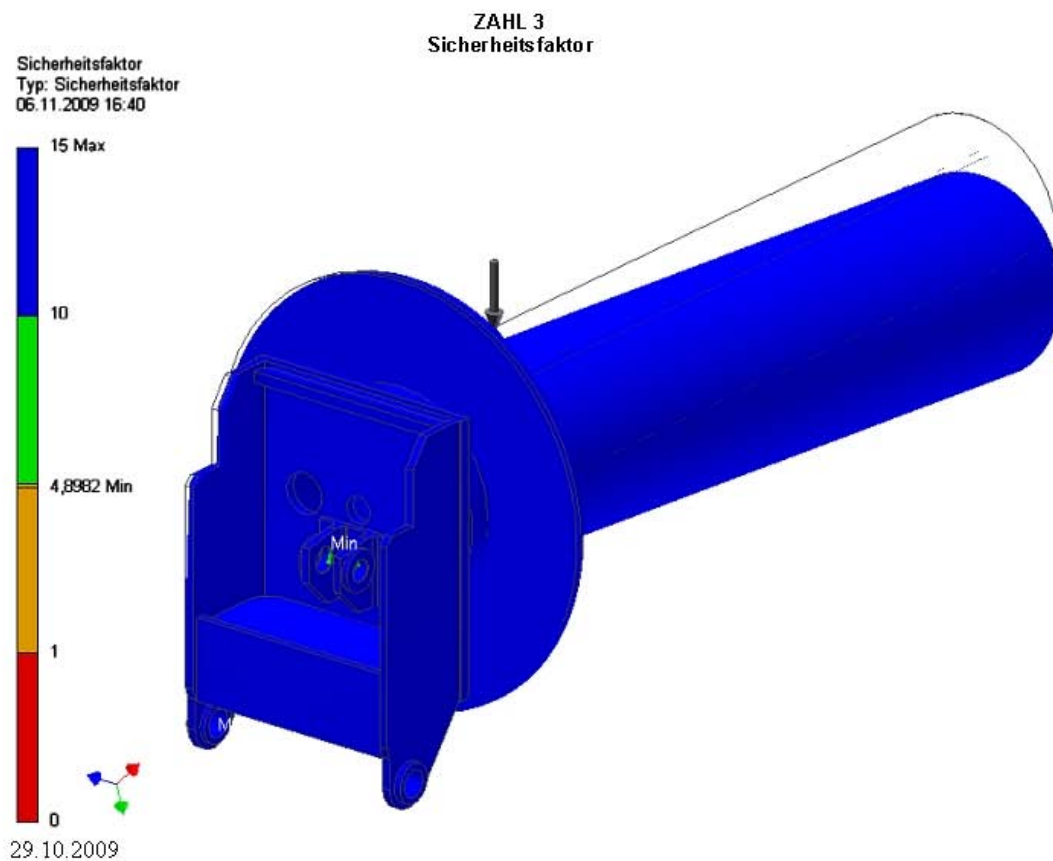
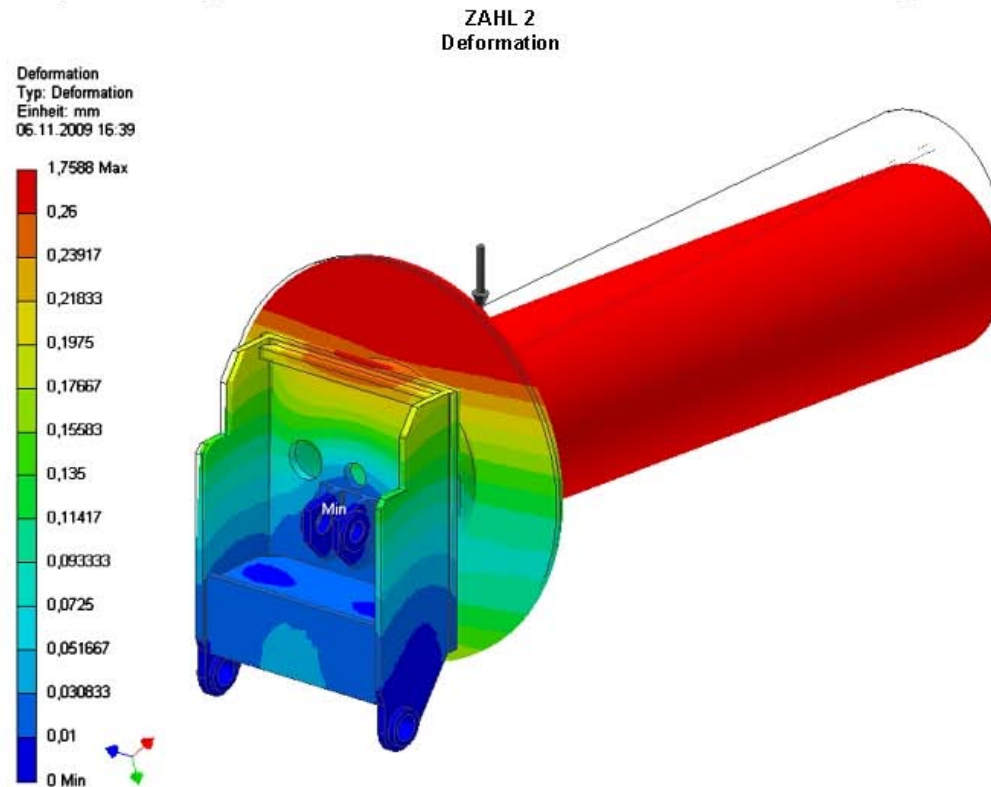
29.10.2009



Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 5

Analyse von Modell_5

Page 4 of 4



Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 6

Analyse von Modell_6

Page 1 of 4

Analyse von Modell_6

Autor: CAD
Analyse erstellt am: Dienstag, 22. September 2009 08:30:43
Letzte Änderung der Analyse: Freitag, 9. Oktober 2009 17:35:20
Bericht erstellt am: Donnerstag, 29. Oktober 2009 15:57:53
Datenbank: N:\B_Foerster\05_1te Optimierung Schwinge\Berechnung_Schwinge\Modell\Modell_6.ipa
Software: [Autodesk Inventor Professional 2009](#)
[ANSYS Technology](#)



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Modell_6 Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3777 mm 1927 mm 1500 mm
Teilemasse	1793 kg
Teilevolumen	2,287e+008 mm³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	227679
Elemente	136567

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

29.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 6

Analyse von Modell_6

Page 2 of 4

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Lagerbelastung 1	Zylindrische Lagerbelastung	2,943e+004 N	8511 N -2,817e+004 N 7,85e-012 N
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,142e+005 N	1,945e+004 N 1,125e+005 N 385,7 N	1,218e+007 N-mm	4,272e+004 N-mm -4,233e+005 N-mm -1,217e+007 N-mm
		-2,798e+004 N	3,841e+005	-2,449e+005 N-mm

29.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 6

Analyse von Modell_6

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	8,88e+004 N	-8,427e+004 N -385,7 N	N-mm	2,959e+005 N-mm -0,2486 N-mm
Pin-Abhängigkeit 2	1,142e+005 N	1,945e+004 N 1,125e+005 N 385,7 N	1,218e+007 N-mm	4,272e+004 N-mm -4,233e+005 N-mm -1,217e+007 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

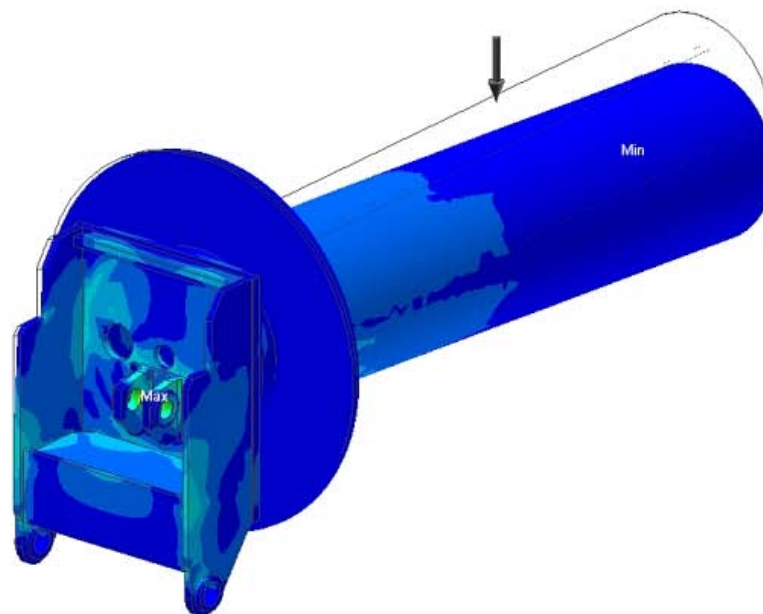
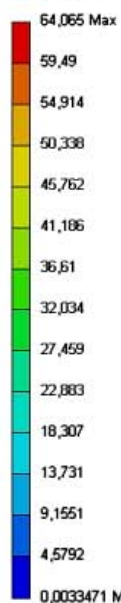
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	3,347e-003 MPa	64,07 MPa
Maximale Hauptspannung	-9,156 MPa	58,62 MPa
Minimale Hauptspannung	-44,58 MPa	8,983 MPa
Deformation	0,0 mm	1,746 mm
Sicherheitsfaktor	5,385	-

Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 16:41

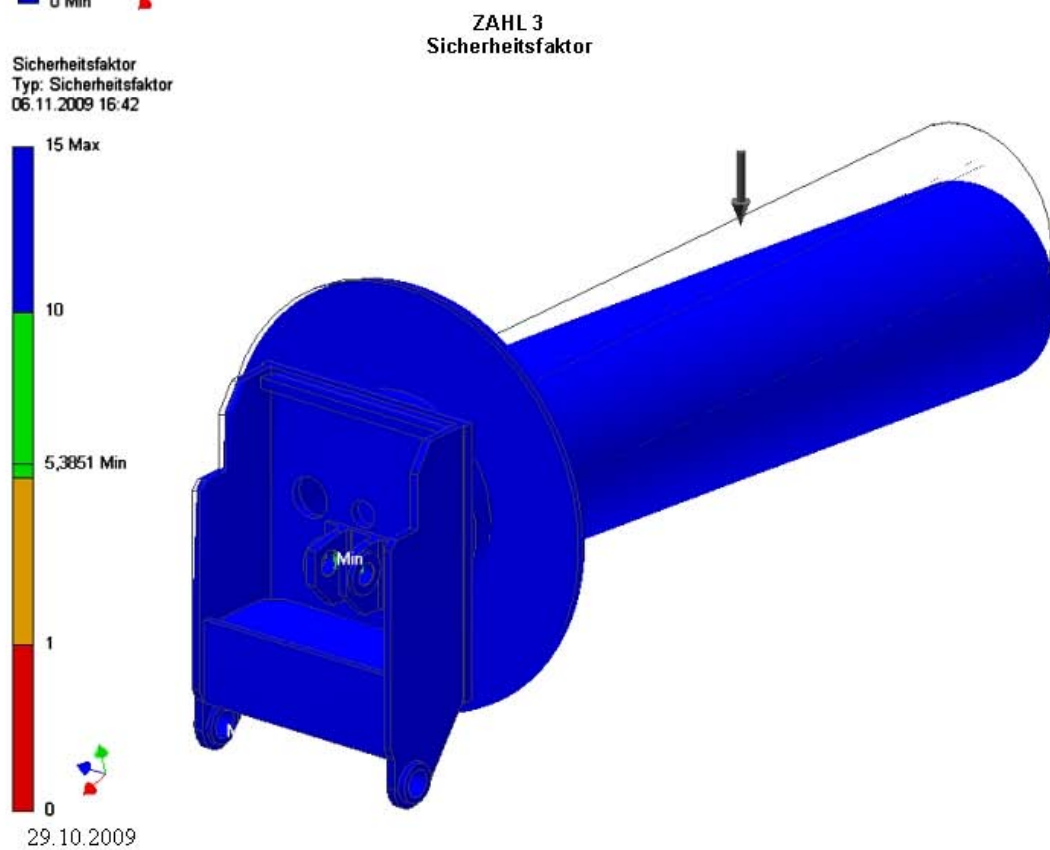
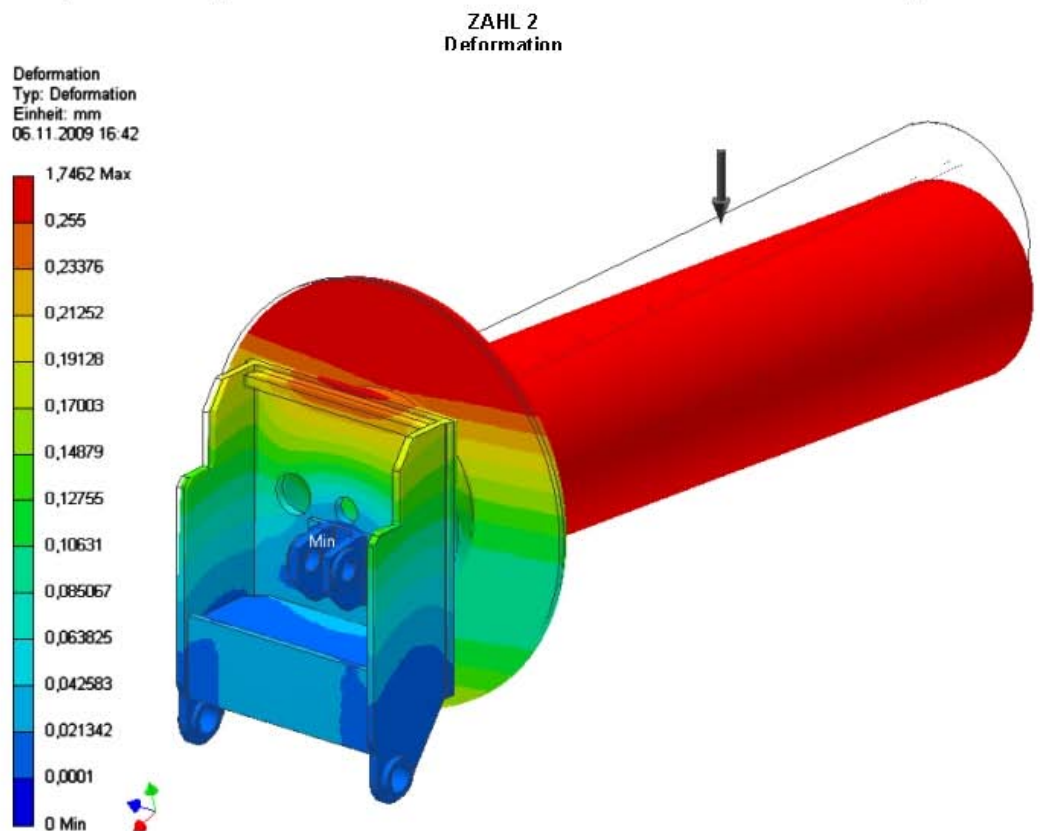


29.10.2009

Fortsetzung Anhang A5: Analyse der Schwinge vom Modell 6

Analyse von Modell_6

Page 4 of 4



Anhang A6: Momentenberechnung für die Auswahl der Bremszange

Berechnung Trägheitsmoment für ein Hohlzylinder:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_a^2 + r_i^2)$$

$$m = \rho \cdot V_{\text{Hohlzyl}}$$

$$V_{\text{Hohlzyl}} = \pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot h$$

$$m = \rho \cdot \pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot h$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot h \cdot (r_a^2 + r_i^2)$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi \cdot (r_a^4 - r_i^4) \cdot h$$

$$J = \frac{1}{32} \cdot \rho \cdot \pi \cdot (d_a^4 - d_i^4) \cdot h \cdot FF$$

Faktor für die gesamten Einheiten:

$$J = \frac{g \cdot mm^5}{cm^3} = \frac{1000^{-1} kg \cdot 1000^{-5} m^5}{100^{-3} m^3} = 10^{-12} \cdot kgm^2$$

Berechnung Trägheitsmoment für ein Hohlzylinder:

$$J = \frac{1}{32} \cdot \frac{\rho}{10^{12}} \cdot \pi \cdot (d_a^4 - d_i^4) \cdot h$$

$$\rho = \frac{g}{cm^3}$$

$$d_a = d_i = mm$$

$$h = mm$$

Berechnung des gesamten Trägheitsmomentes:

$$J_{ges} = \frac{J}{i_{ges}^2}$$

Berechnung Lastmoment

$$M_L = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{F_{spez 2} \cdot d_a \cdot d}{2 \cdot 1000 \cdot i_{ges}}$$

Berechnung des Bremsmomentes

$$M_A = \frac{\pi}{30} \cdot J_{ges} \cdot \frac{n}{t_g}$$

Berechnung des erforderlichen Bremsmomentes

$$M = M_A + M_L$$

Fortsetzung Anhang A6: Vorgefertigte Tabelle für die Momentenberechnung von der Firma Kieselstein

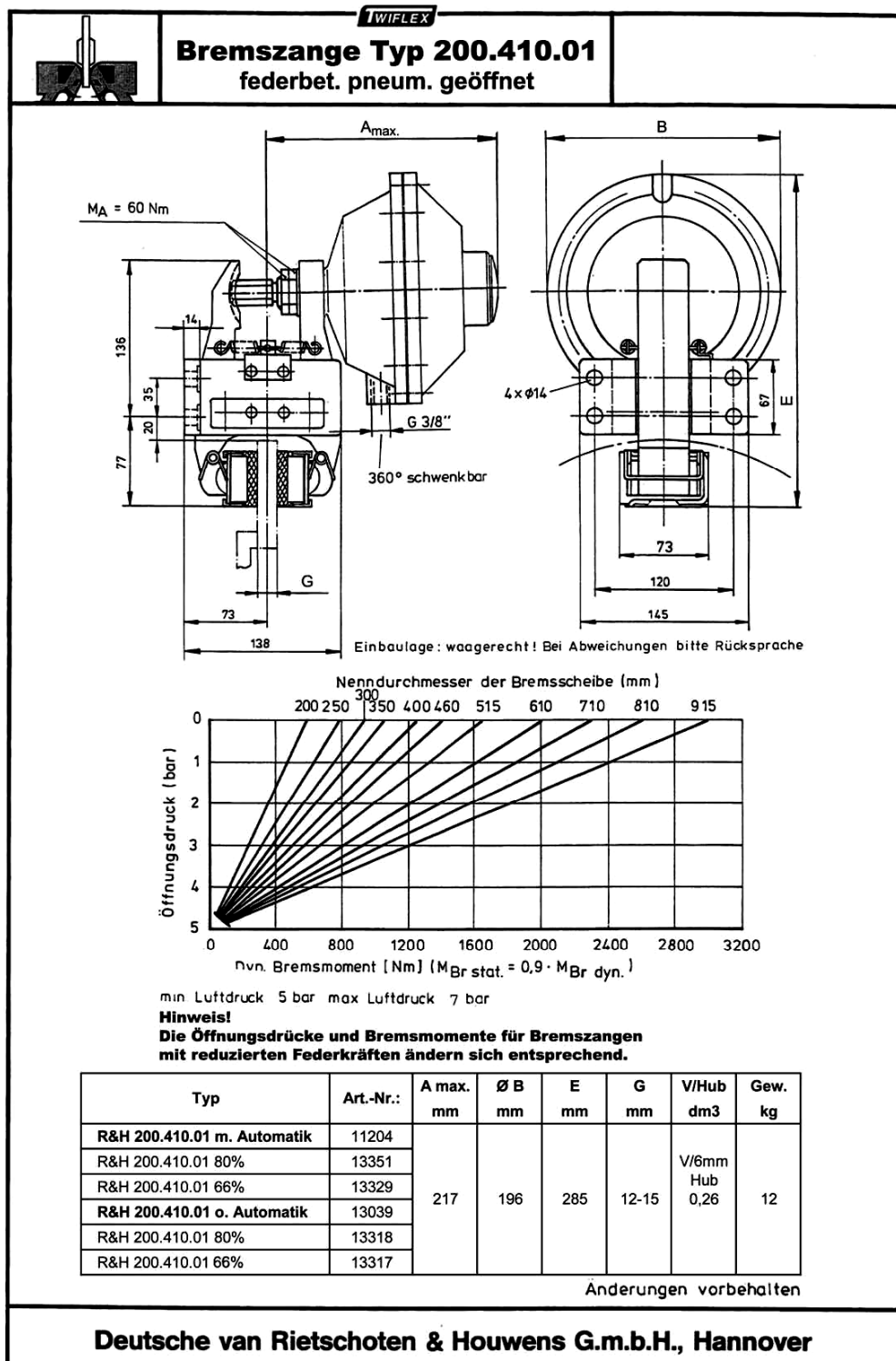
Kunde :	Datum :	11-Okt-09
Auftrag-Nr.:	Masch.-Typ:	Sach.-Nr.:

Außendurchm. [mm] :	1500,00	da
Innendurchm. [mm] :	800,00	di
Höhe [mm] :	3000,00	h
Füllfaktor :	0,11	FF
spez. Gewicht [g/kcm] :	7,85	m
Gewicht + Teller [kg] :	3305,44	
Trägheitsmoment [kgm²] =	1194,09	$J = \frac{1}{32} \cdot \rho \cdot \pi \cdot (d_a^4 - d_i^4) \cdot h \cdot FF$

Drahtgeschw. [m/s] v :	3,33	
Drehz d Spule [1/min] =	42,40	
Motordrehz max [1/min] :	3000,00	
Mot.Nennndrehz. [1/min] :	1480,00	
Übersetzungsv.rechn. i =	34,91	
Getriebe i Getr.-Motor	1,00	
Riementrieb rechn i R =	0,00	
d mot [mm] :Zähnezahl	204,00	
D wel [mm] :Zähnezahl	660,00	
Riementrieb i R =	3,24	
Übersetzung i ges =	3,24	i_{ges}
Motor-Drehz. [1/min] =	137,17	n

Ges.-Trägheitsmoment		$J_{ges} = \frac{J}{i_{ges}^2}$
bez. Motorwel (n2) [kgm²] =	114,08	
Bremszeit [s]:	5,00	t_B
Drahtdurchm. max [mm] d :	16,00	d
spez. Zugkraft [N/mm²]:	8,00	$F_{spez Z}$
Drahtzugkraft [N] =	1608,50	
Lastmoment [Nm] MI=	372,88	$M_L = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{F_{spez Z} \cdot d_a \cdot d}{2 \cdot 1000 \cdot i_{ges}}$
Bremsmoment [Nm] Ma=	327,75	$M_A = \frac{\pi}{30} \cdot J_{ges} \cdot \frac{n}{t_B}$
erf. Bremsmoment (n2) [Nm]	700,62	$M = M_A + M_L$

Anhang A7: Auswahl Bremszange



Deutsche Van Rietschoten & Houwens GmbH: Bremsen pneumatisch geöffnet:

Datenblatt 200.410.01

Anhang A8: Auswahl Bremsscheibe

Bremsscheiben **1/2"**

Technical drawing of a brake disc showing dimensions: A (total thickness), B (disc thickness), C (inner diameter), D (outer diameter), E (flange thickness), F (flange width), and G (flange diameter).

Material: GGG

C = Vordrehmaß

Änderungen vorbehalten

915	10027	915	760	250	718	25	54	12,7	11,0	110
810	10026	812	660	102	616	19			6,5	87
710	10024	711	565		527	16			3,1	51
610	10017	610	464		434	13			1,6	34,2
515	10015	514	368		338	13			0,8	23,2
460	10011	457	311		281	13			0,5	18,2
400	10009	406	260		235	16			0,3	13
350	10007	356	210	60	185	13			0,2	10,9
300	10005	300	181	51	157	6	41		0,1	7
250	10002	250	128	30	112	6	36		0,035	4
Nenn-Ø (mm)	Artikel- Nr.	A	B	C	D	E	F	G	J kgm ²	Gew. kg

Deutsche van Rietschoten & Houwens G.m.b.H., Hannover

Deutsche van Rietschoten & Houwens G.m.b.H., Hannover

Deutsche Van Rietschoten & Houwens GmbH: Bremsscheiben:

Datenblatt 12,7 mm gekröpft

Anhang A9: Wellenberechnung der Bremsscheibe

Überschlägige Wellenberechnung nach /4/ S. 331:

Es ist zweckmäßig, für einen torsionsbeanspruchten Wellenstrang den erforderlichen kleinsten Durchmesser nach zulässigen Erfahrungsbeanspruchungen vorauszubestimmen. Aus der Beziehung $\tau_T = T/W_t \leq \tau_{t\text{ zul}}$ ergibt sich für Vollwellen mit $W_t \approx 0,2 d^3$ der erforderliche

$$\text{Minstdurchmesser} \quad d_{\min} \approx \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \tau_{t\text{ zul}}}}$$

d_{\min} in mm erforderlicher kleinster Wellendurchmesser im torsionsbeanspruchten Wellenstrang

T in Nmm Betriebsdrehmoment= Torsionsmoment

$\tau_{t\text{ zul}}$ in N/mm^2 zulässige Torsionsspannung nach Tab. 15.1.

Tabelle 15.1. aus /5/:

Ausgewählter Werkstoff: C45 E; $\tau_{t\text{ zul}} = 32 N/mm^2$

Betriebsdrehmoment: 800 Nm

$$\text{Minstdurchmesser} \quad d_{\min} \approx \sqrt[3]{\frac{800 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm} \cdot \text{mm}^2}{0,2 \cdot 32 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{\min} \approx 50 \text{ mm}$$

Sicherheit gegen Fließen /4/ S.339:

$$S_F = \frac{\tau_{tF}}{\tau_{to}}$$

τ_{to} in N/mm^2 Fließgrenze bei Torsion $\approx 0,7 \sigma_{bF}$

τ_{tF} in N/mm^2 Torsionsoberspannung nach Gl. (15.7.)

$$\tau_{to} = \frac{T}{W_t} = \frac{800 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{0,2 d^3} = \frac{800 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{0,2 \cdot 50^3 \text{ mm}^3} = 32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tF} \approx 0,7 \sigma_{bF} = 0,7 \cdot 365 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 255,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_F = \frac{255,5}{32} \approx 8,0$$

$$S_F \geq 1,3$$

Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

Analyse von Aufnahmedorn mit 6 Dornsegmenten

Page 1 of 4

Analyse von Aufnahmedorn mit 6 Dornsegmenten

Autor: CAD

Analyse erstellt am: Dienstag, 20. Oktober 2009 14:08:24

Letzte Änderung der Analyse: Freitag, 6. November 2009 07:14:34

Bericht erstellt am: Freitag, 6. November 2009 16:25:28

Datenbank: N:\B_Foerster\07_Berechnung
Aufnahmedorn\Aufnahmedorn mit 6 Dornsegmenten.ipa

Software: Autodesk Inventor Professional 2009
ANSYS Technology



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Aufnahmedorn mit 6 Dornsegmenten.int Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3682 mm 1925 mm 1500 mm
Teilemasse	1995 kg
Teilevolumen	2,545e+008 mm ³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	330447
Elemente	205758

06.11.2009

Fortsetzung Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

Analyse von Aufnahmedorn mit 6 Dornsegmenten

Page 2 of 4

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Kraft 1	Oberflächenkraft	2,943e+004 N	-8161 N 2,828e+004 N 3,88e-012 N
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,094e+005 N	-1,986e+004 N -1,076e+005 N -200,1 N	1,094e+007 N-mm	-1,426e+005 N-mm 4,219e+004 N-mm -1,094e+007 N-mm

06.11.2009

Fortsetzung Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

Analyse von Aufnahmedorn mit 6 Dornsegmenten

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	8,411e+004 N	2,802e+004 N 7,93e+004 N 200,1 N	3,394e+005 N-mm	-3,318e+005 N-mm -7,179e+004 N-mm 1,335 N-mm
Pin-Abhängigkeit 2	1,094e+005 N	-1,986e+004 N -1,076e+005 N -200,1 N	1,094e+007 N-mm	-1,426e+005 N-mm 4,219e+004 N-mm -1,094e+007 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

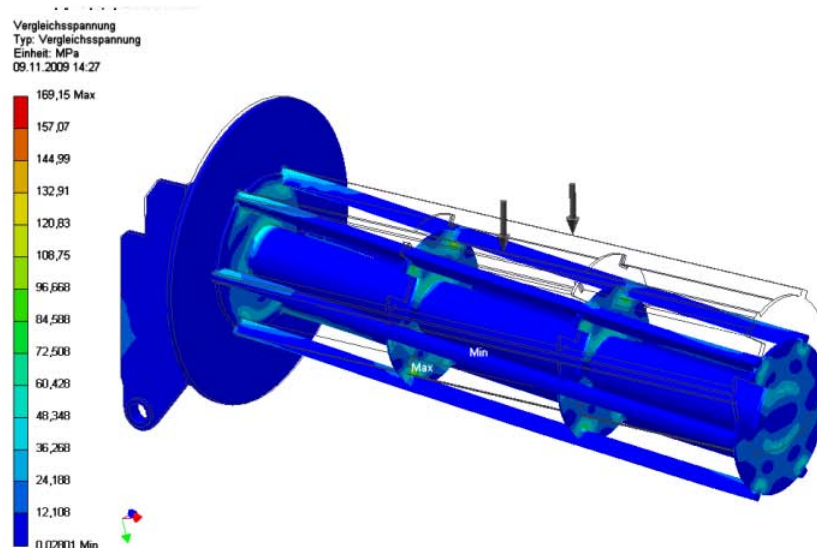
Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	2,801e-002 MPa	169,1 MPa
Maximale Hauptspannung	-54,66 MPa	181,9 MPa
Minimale Hauptspannung	-181,2 MPa	57,05 MPa
Deformation	0,0 mm	5,386 mm
Sicherheitsfaktor	2,04	-

Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

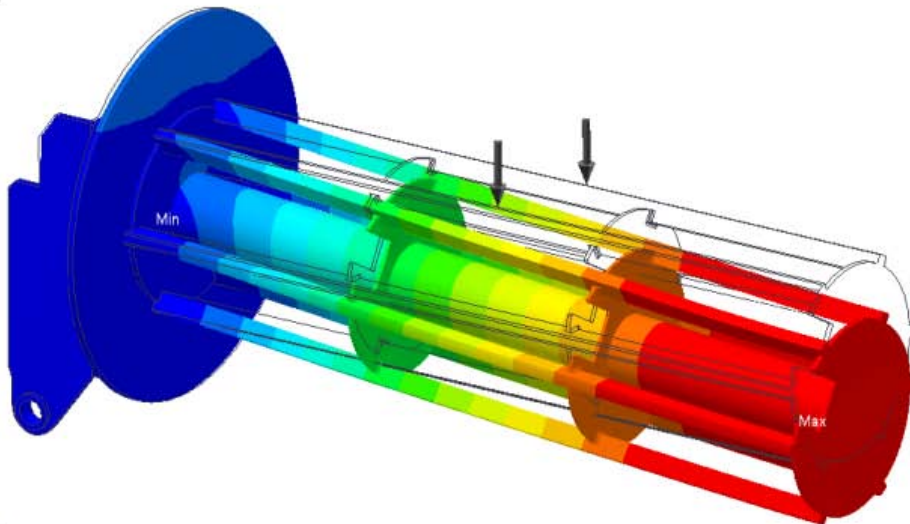
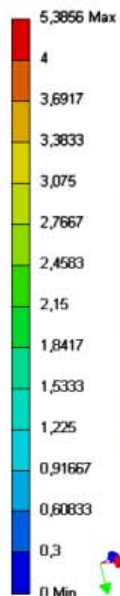
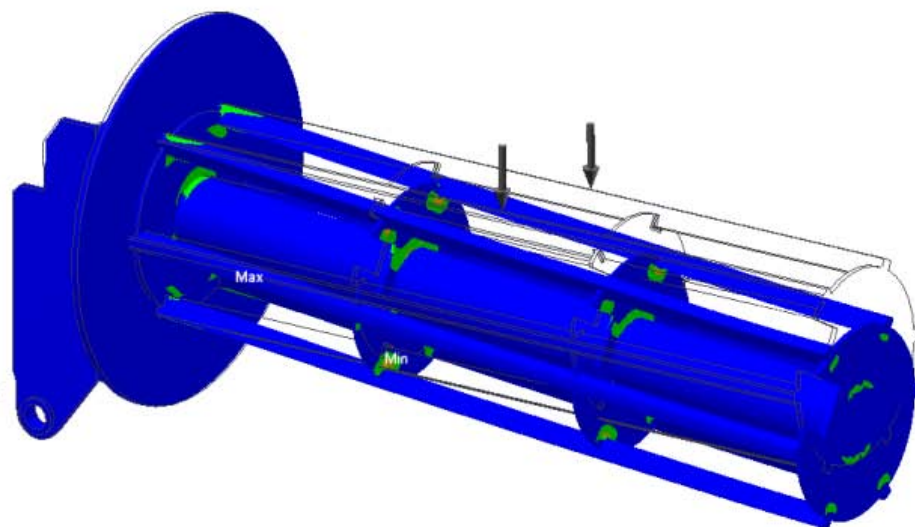
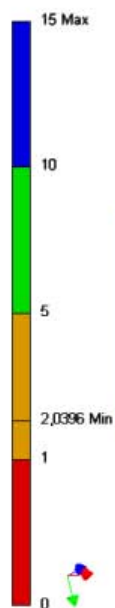


06.11.2009

Fortsetzung Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

Analyse von Aufnahmedorn mit 6 Dornsegmenten

Page 4 of 4

ZAHL 2
DeformationDeformation
Typ: Deformation
Einheit: mm
09.11.2009 14:29**ZAHL 3**
SicherheitsfaktorSicherheitsfaktor
Typ: Sicherheitsfaktor
09.11.2009 14:29

06.11.2009

Fortsetzung Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

Analyse von Aufnahmedorn mit 4 Dornsegmenten

Page 1 of 4

Analyse von Aufnahmedorn mit 4 Dornsegmenten

Autor: CAD

Analyse erstellt am: Freitag, 30. Oktober 2009 09:44:19

Letzte Änderung der Analyse: Freitag, 6. November 2009 08:14:37

Bericht erstellt am: Freitag, 6. November 2009 15:38:09

Datenbank: N:\B_Foerster\07_Berechnung
Aufnahmedorn\Aufnahmedorn mit 4 Dornsegmenten.ipa

Software: Autodesk Inventor Professional 2009
ANSYS Technology



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Aufnahmedorn mit 4 Dornsegmenten.int Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3678 mm 1925 mm 1500 mm
Teilemasse	1811 kg
Teilevolumen	2,309e+008 mm ³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	260194
Elemente	161477

06.11.2009

Fortsetzung Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

Analyse von Aufnahmedorn mit 4 Dornsegmenten

Page 2 of 5

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0037 S235JR

Elastizitätsmodul	2,1e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,85e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	180,0 MPa
Zugfestigkeit	290,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Kraft 1	Oberflächenkraft	2,943e+004 N	-8161 N 2,828e+004 N 3,88e-012 N
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	1,118e+005 N	-1,857e+004 N -1,102e+005 N -137,6 N	1,082e+007 N-mm	-1,613e+005 N-mm 1,212e+005 N-mm -1,082e+007 N-mm

30.10.2009

Fortsetzung Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

Analyse von Aufnahmedorn mit 4 Dornsegmenten				Page 3 of 4
Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	1,102e+005 N	-1,958e+004 N	1,083e+007 N-mm	-3,473e+005 N-mm
		-1,085e+005 N		2,301e+005 N-mm
		-183,8 N		-1,082e+007 N-mm
Pin-Abhängigkeit 2	8,485e+004 N	2,774e+004 N	2,823e+005 N-mm	-1,204e+005 N-mm
		8,018e+004 N		-2,553e+005 N-mm
		183,8 N		-0,512 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

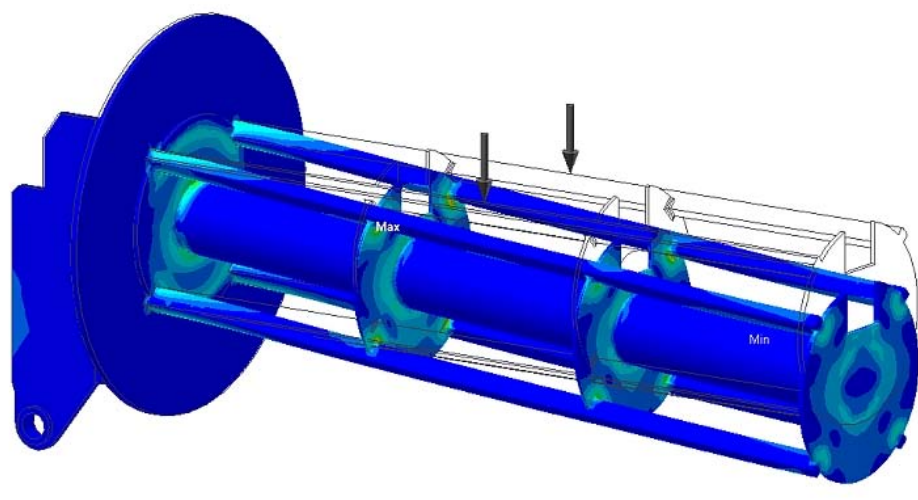
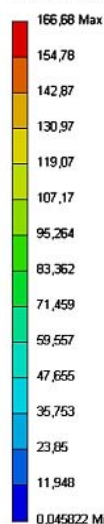
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	4,582e-002 MPa	166,7 MPa
Maximale Hauptspannung	-67,77 MPa	184,2 MPa
Minimale Hauptspannung	-191,9 MPa	69,97 MPa
Deformation	0,0 mm	6,793 mm
Sicherheitsfaktor	2,07	-

Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 15:43

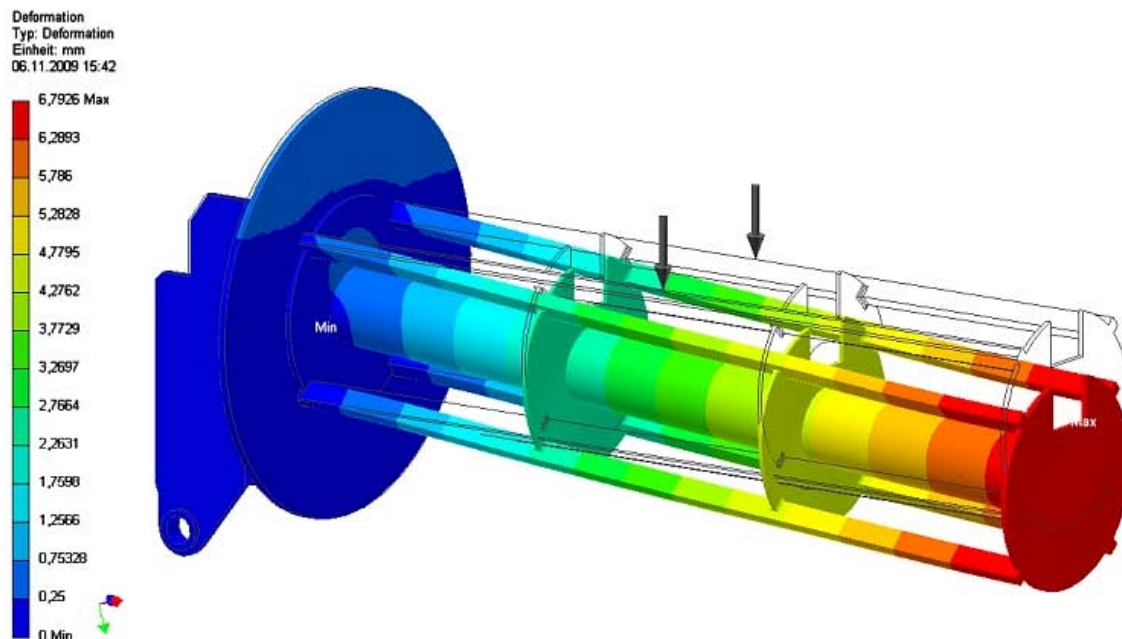
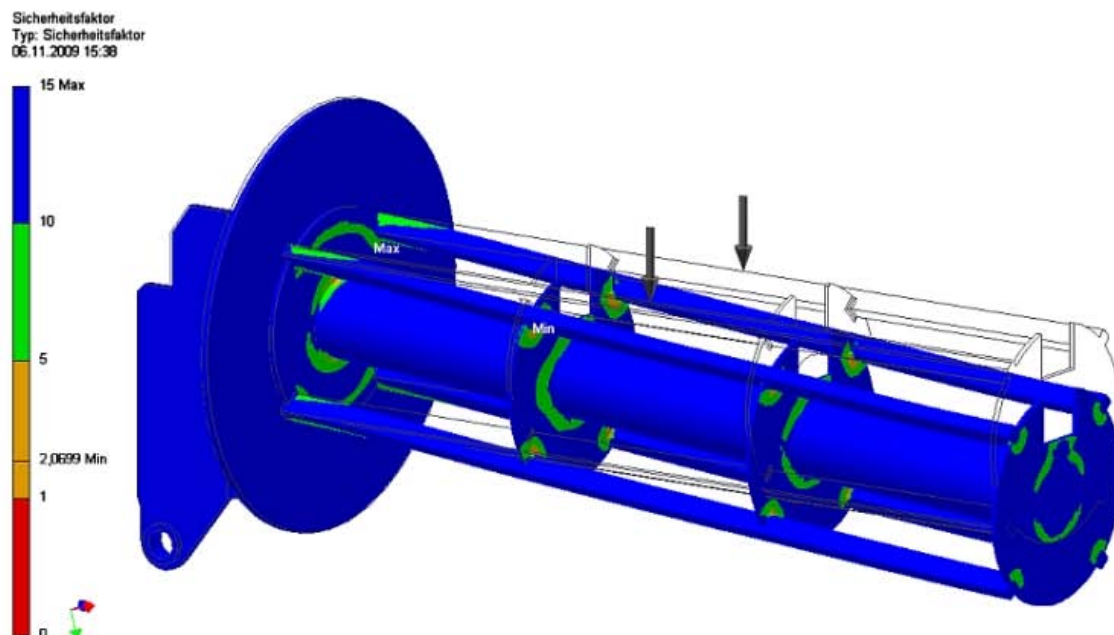


06.11.2009

Fortsetzung Anhang A10: Berichte Optimierung Aufnahmedorn

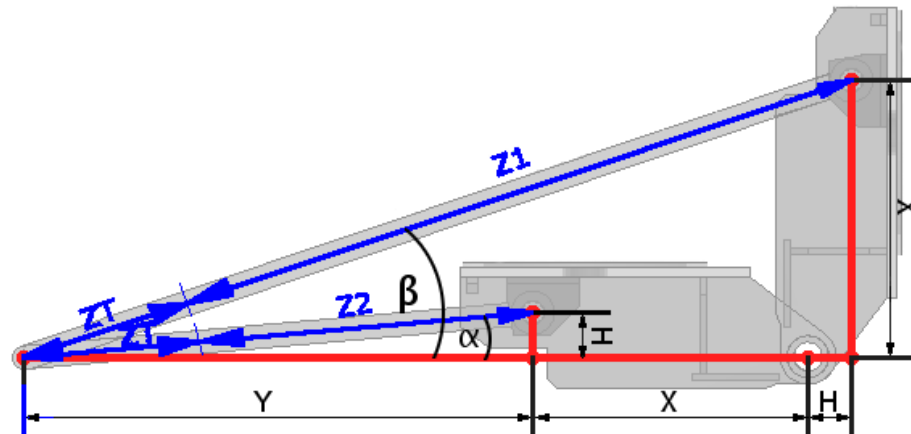
Analyse von Aufnahmedorn mit 4 Dornsegmenten

Page 4 of 4

ZAHL 2
Deformation**ZAHL 3**
Sicherheitsfaktor

06.11.2009

Anhang A11: Zylinderlängenberechnung



- ZT ... Länge der Zusatzteile für den Hydraulikzylinder;
Abhängig von dessen Bohrungsdurchmessers
- Z1 ... benötigter ausgefahrener Hub des Hydraulikzylinders
- Z2 ... eingefahrener Hub des Hydraulikzylinders
- H ... Höhe zwischen Schwingen- und Lagerbockdrehpunkt
- X ... Länge zwischen Schwingen- und Lagerbockdrehpunkt
- Y ... Länge zwischen Lagerbock- und Hydraulikzylinderdrehpunkt

Über das Programm Microsoft Excel erstelltes Berechnungsprogramm zur Ermittlung einer geeigneten Zylinderlänge unter Anbetracht der Verschiebung des Lagerbockdrehpunktes

Beispiel:

Eingabe:		Nebenrechnung:		Formeln:
β [°]	15,01	Länge Y [mm]	1.364,84	$(X/\tan\beta) - X - H$
Länge X [mm]	555,00	α [°]	6,27	$\arctan(H/Y)$
Höhe H [mm]	150,00	Ausfahrlänge Z1 [mm]	1.647,96	$(X/\sin\beta) - ZT$
Länge ZT [mm]	495,00	Hub Z2 [mm]	878,45	$(H/\sin\alpha) - ZT$

Bedingung:

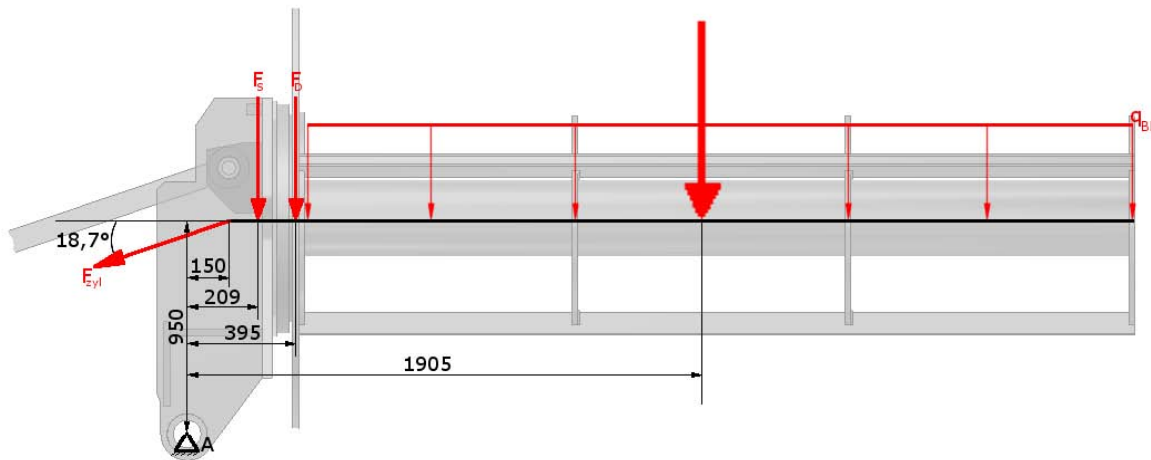
$$Z2 > Z1/2$$

Hub Z2
878,45

Ausfahrlänge Z1/2
823,98

Anhang A12: Zylinderkraftberechnung

1. Zustand:



q_{BD}	...	Streckenlast vom Drahtbund und Aufnahmedorn
F_D	...	Gewichtskraft Drehteller
F_S	...	Gewichtskraft Schwinge, Drehverbindung
F_{zyl}	...	Zylinderkraft ($F_y = F_{zyl} \cdot \sin 18,7^\circ$; $F_x = F_{zyl} \cdot \cos 18,7^\circ$)

Gegeben:

$$q_{BD} = (1\,000\text{ kg} + 294,67\text{ kg}) \cdot 9,81\text{ m/s}^2 = 12,70\text{ kN/m}$$

$$F_S = 570\text{ kg} \cdot 9,81\text{ m/s}^2 = 5,59\text{ kN}$$

$$\begin{aligned} & \text{" } 506\text{ kg Schwinge} + 63\text{ kg Drehverbindung} \\ & = 570\text{ kg} \end{aligned}$$

$$F_D = 302\text{ kg} \cdot 9,81\text{ m/s}^2 = 2,96\text{ kN}$$

Gesucht:

$$F_{zyl}$$

Lösung

$$M_A = 0 = F_{zyl} \cdot \sin 18,7^\circ \cdot 150\text{ mm} - F_{zyl} \cdot \cos 18,7^\circ \cdot 950\text{ mm} + F_S \cdot 209\text{ mm} + F_D \cdot 395\text{ mm} + q_{BD} \cdot 3000\text{ mm} \cdot 1905\text{ mm}$$

$$\begin{aligned} & q_{BD} \cdot 3000\text{ mm} \cdot 1905\text{ mm} + F_S \cdot 209\text{ mm} + F_D \cdot 395\text{ mm} \\ & = F_{zyl} (\cos 18,7^\circ \cdot 950\text{ mm} - \sin 18,7^\circ \cdot 150\text{ mm}) \end{aligned}$$

$$F_{zyl} = \frac{12,70\text{ kN/m} \cdot 3\text{ m} \cdot 1905\text{ mm} + 5,59\text{ kN} \cdot 209\text{ mm} + 2,96\text{ kN} \cdot 395\text{ mm}}{950\text{ mm} \cdot \cos 18,7^\circ - 150\text{ mm} \cdot \sin 18,7^\circ}$$

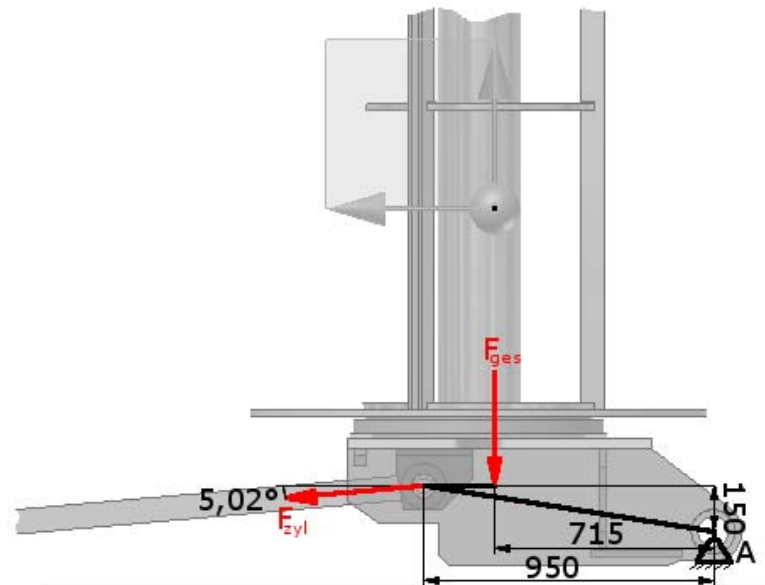
$$F_{zyl} = 73\,750\text{ N}$$

$$F_y = 23\,645\text{ N}$$

$$F_x = 69\,856\text{ N}$$

Fortsetzung Anhang A12: Zylinderkraftberechnung

2. Zustand:



F_{ges} ... Gewichtskraft Schwinge, Drehverbindung, Drehteller, Aufnahmedorn, Drahtbund

F_{zyl} ... Zylinderkraft ($F_y = F_{zyl} \cdot \cos 5,02^\circ$; $F_x = F_{zyl} \cdot \sin 5,02^\circ$)

Gegeben:

$$F_{ges} = 4\,755 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 46\,646,55 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} &= 506 \text{ kg Schwinge} + 63 \text{ kg Drehverbindung} + 302 \text{ kg Drehteller} + 884 \text{ kg} \\ &\quad \text{Aufnahmedorn} + 3\,000 \text{ kg Drahtbund} \\ &= 4\,755 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gesucht:

$$F_{zyl}$$

Lösung

$$M_A = 0 = F_{ges} \cdot 715 \text{ mm} - F_{zyl} \cdot \cos 5,02^\circ \cdot 150 \text{ mm} - F_{zyl} \cdot \sin 5,02^\circ \cdot 950 \text{ mm}$$

$$F_{ges} \cdot 715 \text{ mm} = F_{zyl} (\cos 5,02^\circ \cdot 150 \text{ mm} + \sin 5,02^\circ \cdot 950 \text{ mm})$$

$$F_{zyl} = \frac{46\,646,55 \cdot 715 \text{ mm}}{150 \text{ mm} \cdot \cos 5,02^\circ + 950 \text{ mm} \cdot \sin 5,02^\circ}$$

$$F_{zyl} = 143\,418 \text{ N}$$

$$F_y = 142\,868 \text{ N}$$

$$F_x = 12\,550 \text{ N}$$

Anhang A13: Schwenkaugenbefestigung

Katalog HY07-1216/DE

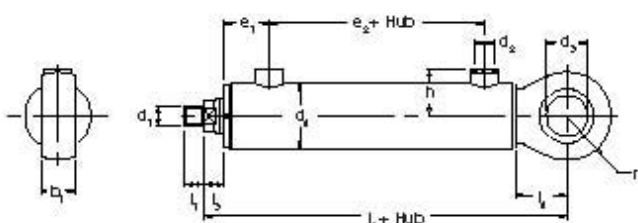
Schwenkaugenbefestigung

Rundzylinder

Baureihe MVA/MWB



Befestigungsart B1
Zylinderboden mit
Schwenkauge



Abmessungen – B1 Siehe auch Abmessungen für optionale Anschlüsse, Seite 3

MVA MWB

Bohrung	Druck Bar	Stangen- durchm.	b1 mm	d1 mm	d2 mm	d3 mm	d4 mm	e1 mm	e2 mm	h mm	l1 mm	l2 mm	l3 mm	l4 mm	r1 mm
32	160 160	14 20	20	M12x1.5	G ¹ / ₂	20	42	34	25	34	12	130	14	22	20
40	160 160	18 25	25	M16x1.5	G ¹ / ₂	25	50	43	33.5	38	14	149	15	28	25
50	160 160	22 32	32	M18x1.5	G ¹ / ₂	32	60	48	36	45	16	170	17	33	32
63	160 160	28 40	40	M24x1.5	G ¹ / ₂	40	75	52	45	53	22	200	22	43	40
80	160 160	36 50	50	M30x1.5	G ¹ / ₂	50	95	64	42	63	28	240	26	53	50
90	160 160	40 56	55	M42x2	G ¹ / ₂	55	95	64	42	63	36	240	26	53	50
100	160 160	45 63	60	M36x1.5	G ³ / ₄	60	120	80	50	77	34	290	34	63	60
110	160 160	50 70	65	M48x2	G ³ / ₄	65	120	80	50	77	63	290	34	63	60
125	160 160	56 80	75	M42x2	G 1	75	130	88	61	85	38	310	35	70	65
140	160 160	63 90	85	M54x3	G 1	85	145	102	65	98	44	345	36	80	75
160	160 160	70 100	100	M52x3	G ¹ / ₁ / ₄	100	170	97	83	107	48	390	43	87	80
180	160 160	80 110	120	M60x4	G ¹ / ₁ / ₄	120	235	117	90	117	54	420	44	95	90
200	160 160	90 125	125	M72x4	G ¹ / ₁ / ₄	125	235	117	120	142	65	495	70	105	100

Alle Abmessungen in Millimeter, sofern nicht anders angegeben.

4

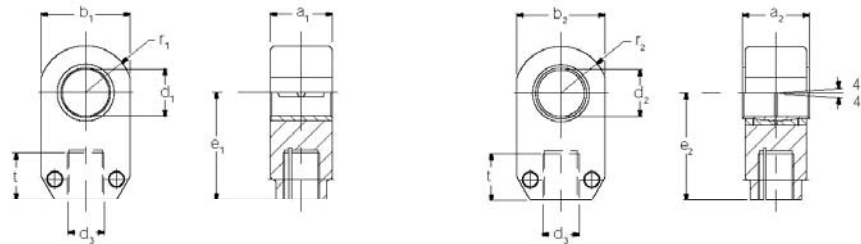
Parker Hannifin GmbH
Zylinder Division
Gefäßwerke

Anhang A14: Gelenkauge

Katalog HY07-1216/DE
Zubehör

Rundzylinder
Baureihe MWA/MWB

Gelenkauge am Stangenende für 160 bar Zylinder



Gelenkauge mit Gleitlager (PBE)

Gelenkauge mit sphärischem Lager (SBE)

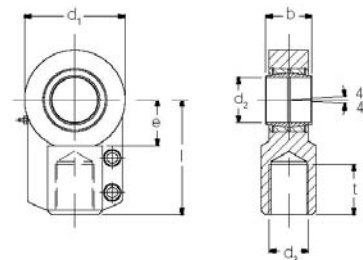
Nur für Bohrungen bis 125 mm

Bohrungs- durchm.	Gewinde d3 6H	a1	a2 -0,5	b1 max.	b2 max.	d1 C11	d2 K7	e1	e2	f1 max.	f2 max.	t min.	Masse – kg PBE SBE
32	M12x1,5	20 ^{+0,5} _{-0,8}	24	38	50	20	20	30	35	22	28	13	0,2 0,3
40	M16x1,5	25 ^{+0,5} _{-0,7}	30	45	56	25	25	35	40	25	32	15	0,3 0,5
50	M18x1,5	32 ^{+0,5} _{-0,7}	34	58	70	32	30	45	45	32	38	17	0,6 1,1
63	M24x1,5	39,5 ±0,6	40	72	85	40	40	55	60	40	50	23	1,2 1,8
80	M30x1,5	49,5 ±0,8	50	86	105	50	50	65	70	50	60	29	2,2 3,2
90	M36x1,5	54,5 ±0,8	60	94	120	55	60	75	82	52	65	35	3,3 4
100	M36x1,5	60 ⁺¹ _{-1,5}	60	105	135	60	60	80	85	60	73	36	4 4
110	M42x2	65 ⁺¹ _{-1,5}	65	110	150	65	70	90	95	65	84	40	6 6
125	M48x3	75 ⁺¹ ₋₂	75	130	175	75	80	105	110	75	95	47	8 8
140	M52x3	85 ^{+1,5} ₋₂	–	140	–	85	–	115	–	83	–	51	11 –
160	M60x4	100 ⁺² ₋₃	–	160	–	100	–	130	–	90	–	58	16 –
180	M68x4	100 ⁺² ₋₃	–	170	–	100	–	140	–	100	–	65	17 –
200	M72x4	120 ⁺² ₋₃	–	200	–	120	–	155	–	115	–	70	24 –

Gelenkauge am Stangenende für 250 bar Zylinder

Gelenkauge mit sphärischem Lager nach ISO 6982

Bohrungs- durchm.	Teile-Nr.	Gewinde d3	b h12	d1	d2 H7	e	l	t	Masse kg
50	145241	M27x2	32	70	32	32	80	37	1,2
63	145242	M33x2	40	89	40	41	97	46	2,1
80	145243	M42x2	50	108	50	50	120	57	4,4
100	145244	M48x2	63	132	63	62	140	64	7,6
125	145245	M64x3	80	168	80	78	180	86	14,5
160	148724	M80x3	100	210	100	98	210	96	28
200	148726	M100x3	125	262	125	120	260	113	43



Gelenk Augen mit Gleitlager nach ISO 6981 sind auf Anfrage erhältlich. Bitte wenden Sie sich an das Werk.

Alle Abmessungen in Millimeter, sofern nicht anders angegeben.

Parker Hydraulics

9

Parker Hannifin GmbH
Zylinder Division
Geringswalde

Anhang A15: Auswahl Hydraulikzylinder

Bestellinformationen

Schub- und Zugkräfte

Bohrung	Druck Bar	Stangen- durchm. \varnothing	Hub bei vollem Nennndruck			Theoretische Kraft N		
			Min.	Max.		Bei vollem Hub	Bei Nutthub	
				$\varnothing = 1,25$	$\varnothing = 1,6$		$\varnothing = 1,25$	$\varnothing = 1,6$
32	160	14 ^{1,25}	25	160	400	12620	10210	7690
	160	20 ^{1,6}						
40	160	18 ^{1,25}	25	250	500	19720	15730	12020
	160	25 ^{1,6}						
50	160	22 ^{1,25}	25	320	630	30820	24850	18200
	160	32 ^{1,6}						
	250	32 ^{1,6}				48150	–	28430
63	160	28 ^{1,25}	25	400	800	48930	39260	29200
	160	40 ^{1,6}						
	250	40 ^{1,6}				76450	–	45630
80	160	36 ^{1,25}	25	500	1000	78900	62920	48080
	160	50 ^{1,6}						
90	160	40 ^{1,25}	25	500	1250	99850	80130	61190
	160	56 ^{1,6}						
100	160	45 ^{1,25}	40	630	1250	123280	98310	74350
	160	63 ^{1,6}						
	250	63 ^{1,6}				192620	–	116170
110	160	50 ^{1,25}	40	630	1600	149160	118350	88760
	160	70 ^{1,6}						
125	160	56 ^{1,25}	40	800	1600	192620	153960	113720
	160	80 ^{1,6}						
	250	80 ^{1,6}				300970	–	177690
140	160	63 ^{1,25}	40	800	2000	241620	192690	141770
	160	90 ^{1,6}						
160	160	70 ^{1,25}	63	1000	2000	315590	255180	192310
	160	100 ^{1,6}						
	250	100 ^{1,6}				493100	–	300490
180	160	80 ^{1,25}	63	1000	2500	399410	320520	250250
	160	110 ^{1,6}						
200	160	90 ^{1,25}	63	1250	2500	493100	393250	300490
	160	125 ^{1,6}						
	250	125 ^{1,6}				770480	–	469510

\varnothing = Flächenverhältnis – Kolbenfläche/Ringfläche

Modellnummern und Bestellhinweise

Zylinder der Baureihe MWA und MWB

Merkmal	Beschreibung	Seite	Code
Baureihe	MWA (250 bar)	2	MWA
	MWB (160 bar)	2	MWB
Druck	Bar	2	250 160
Befestigung	Zylinderboden mit Schwenkauge	4	B1
	Zylinderboden mit Schwenkauge und sphärischem Gelenklager	5	B2
	Schwenkzapfen mittig	6	C1
	Zylinderboden mit Rundflansch	7	S2
Bohrung	Millimeter	4-7	–
Stangendurchm.	Millimeter	4-7	–
Hub	Millimeter	–	–
Anschluß	Gewinde angeben	3	G*

Beispiel

Die Modellnummer für einen MWA Zylinder für 250 bar mit Schwenkaugenbefestigung am Boden und sphärischem Gelenklager, einer Bohrung von 50 mm, einem Kolbenstangendurchmesser von 32 mm, einem Hub von 500 mm und mit Standardanschlüssen (DIN 3852 Pt. 2, BSPP) lautet wie folgt:

MWA 250 B2 50/32 x 500 G $\frac{1}{2}$

Gelenkaugen Funktionen oder Sonderausführungen sollten klar beschrieben und als gesonderter Text beigefügt werden.

Gelenkaugen am Stangenende

Gelenkaugen mit Gleitlager oder sphärischem Gelenklager für 160 bar werden gemäß nachfolgender Tabelle und Beispiel bestellt. Gelenkaugen mit sphärischem Gelenklager für 250 bar werden mit den auf Seite 8 angegebenen Artikelnummern

Merkmal	Beschreibung	Seite	Code
Baureihe	MWB (160 bar)	2	MWB
Gelenkauge am Stangenende	Gleitlager (160 bar)	8	A
	Sphärisches Lager (160 bar)	8	B
Zylinderbohrung	Millimeter	–	–
Bolzendurchmesser	Millimeter	–	–

Beispiel

Die Modellnummer für ein Gelenkauge mit sphärischem Lager für einen Nennndruck von 160 bar und einem Bolzendurchmesser (Abmessung d₂) von 80 mm, zur Verwendung mit einem MWB Zylinder mit einer Bohrung von 125 mm lautet wie folgt:

MWB B 125/80

Alle Abmessungen in Millimeter, sofern nicht anders angegeben.

Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 1te optimierte Schwinge

Page 1 of 4

Analyse von 1te optimierte Schwinge

Autor: CAD

Analyse erstellt am: Dienstag, 20. Oktober 2009 15:24:11

Letzte Änderung der Analyse: Dienstag, 3. November 2009 09:42:14

Bericht erstellt am: Dienstag, 3. November 2009 10:56:07

Datenbank: N:\B_Foerster\08_2te Optimierung Schwinge\1te optimierte Schwinge.ipa

Software: Autodesk Inventor Professional 2009
ANSYS Technology



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
1te optimiert Schwinge Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3681 mm 1500 mm 2040 mm
Teilemasse	1811 kg
Teilevolumen	2,31e+008 mm³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	104685
Elemente	58375

03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 1te optimierte Schwinge

Page 2 of 4

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Kraft 1	Oberflächenkraft	2,943e+004 N	9436 N -3,689e-012 N 2,788e+004 N
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	5,226e+004 N	4,797e+004 N -27,74 N -2,074e+004 N	5,835e+006 N-mm	-2,017e+004 N-mm -5,824e+006 N-mm 3,567e+005 N-mm

03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 1te optimierte Schwinge				Page 3 of 4
Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	5,226e+004 N	4,797e+004 N	5,835e+006 N-mm	-2,017e+004 N-mm
		-27,74 N		-5,824e+006 N-mm
		-2,074e+004 N		3,567e+005 N-mm
Pin-Abhängigkeit 2	5,785e+004 N	-5,741e+004 N	3,157e+005 N-mm	1,676e+005 N-mm
		27,74 N		-1,084e+002 N-mm
		-7136 N		-2,676e+005 N-mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

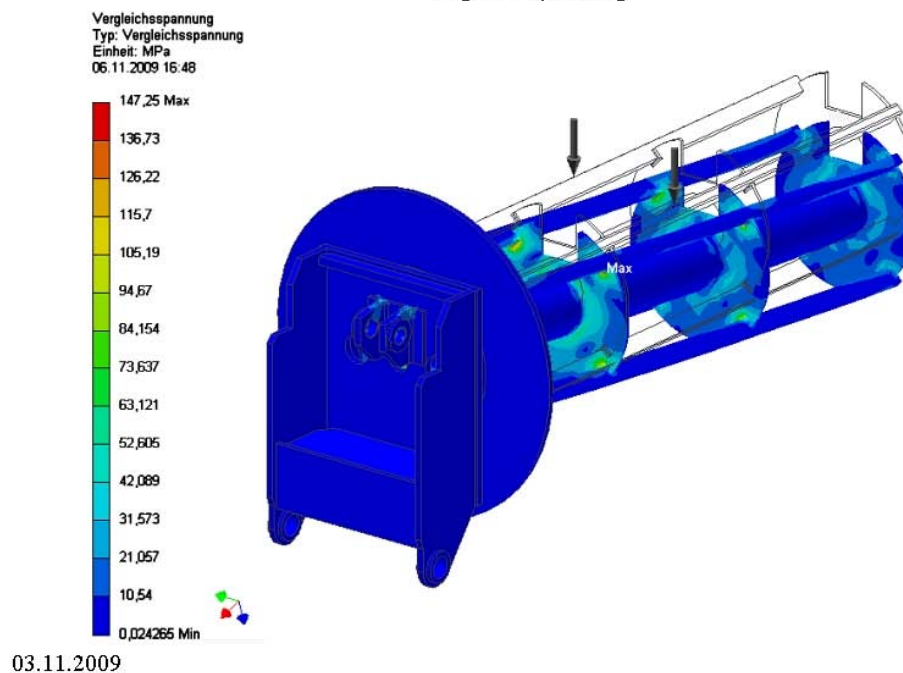
Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	2,426e-002 MPa	147,3 MPa
Maximale Hauptspannung	-53,19 MPa	165,6 MPa
Minimale Hauptspannung	-164,6 MPa	57,12 MPa
Deformation	0,0 mm	5,839 mm
Sicherheitsfaktor	2,343	-

Zahlen

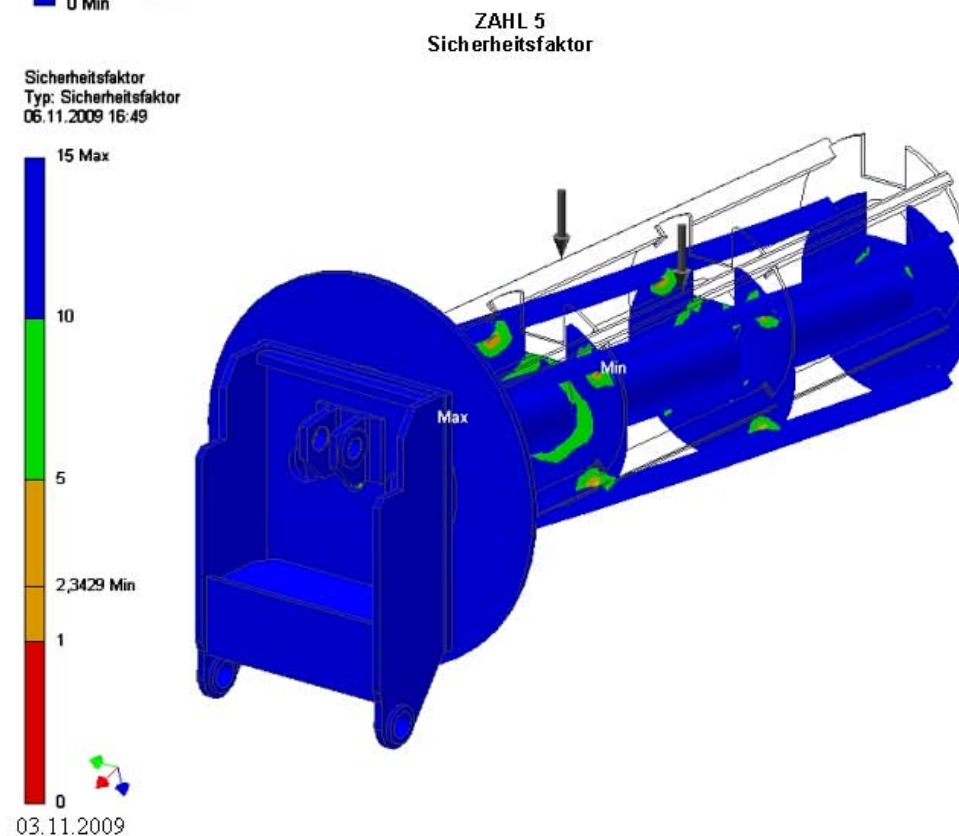
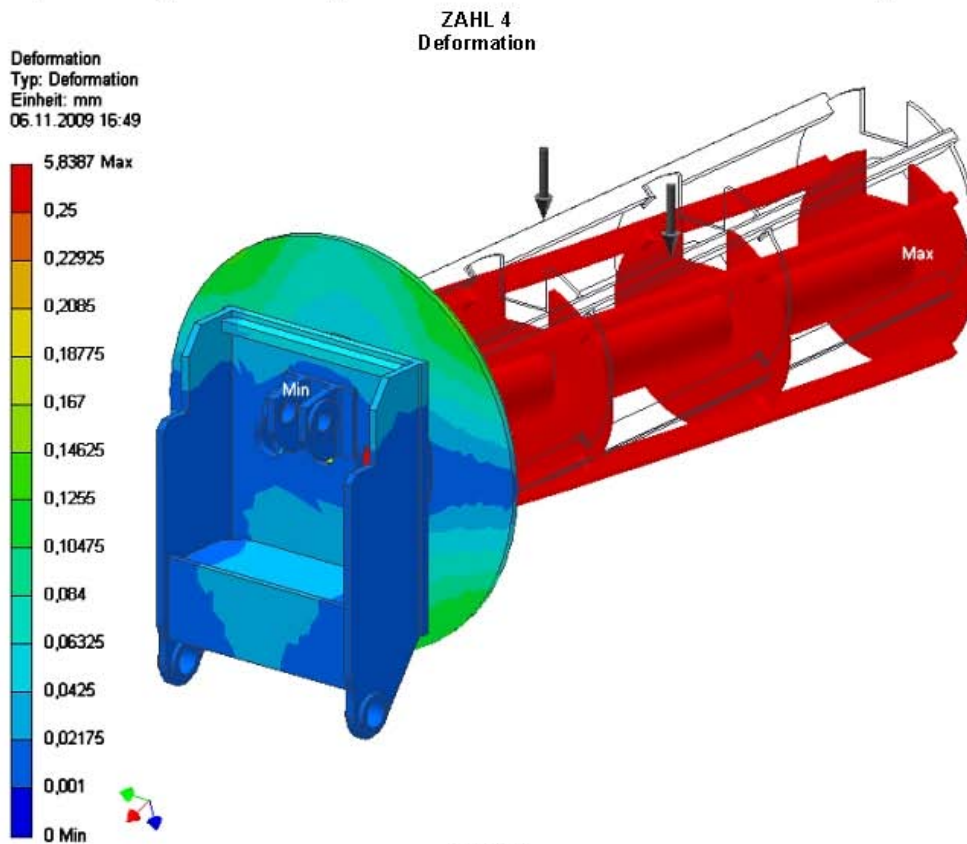
ZAHL 1
Vergleichsspannung



Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 1te optimierte Schwinge

Page 4 of 4



Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von Schwinge

Page 1 of 4

Analyse von Schwinge

Autor: CAD

Analyse erstellt am: Dienstag, 20. Oktober 2009 16:19:08

Letzte Änderung der Analyse: Dienstag, 3. November 2009 10:52:22

Bericht erstellt am: Dienstag, 3. November 2009 10:59:48

Datenbank: N:\B_Foerster\08_2te Optimierung Schwinge\Schwinge.ipa

Software: Autodesk Inventor Professional 2009
ANSYS Technology



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1
Schwinge Statistik

Begrenzungsrahmenmaße	3676 mm 1500 mm 2040 mm
Teilmasse	1735 kg
Teilevolumen	2,213e+008 mm ³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	122456
Elemente	69018

03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von Schwinge

Page 2 of 4

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Kraft 1	Oberflächenkraft	2,943e+004 N	9436 N -3,689e-012 N 2,788e+004 N
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	5,241e+004 N	4,904e+004 N -941,8 N -1,849e+004 N	5,793e+006 N-mm	-5597 N-mm -5,776e+006 N-mm 4,489e+005 N-mm 9,022e+005

03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von Schwinge

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	5,923e+004 N	-5,847e+004 N 941,8 N -9390 N	1,094e+006 N·mm	N·mm -0,2976 N·mm -6,19e+005 N·mm
Pin-Abhängigkeit 2	5,241e+004 N	4,904e+004 N -941,8 N -1,849e+004 N	5,793e+006 N·mm	-5597 N·mm -5,776e+006 N·mm 4,489e+005 N·mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

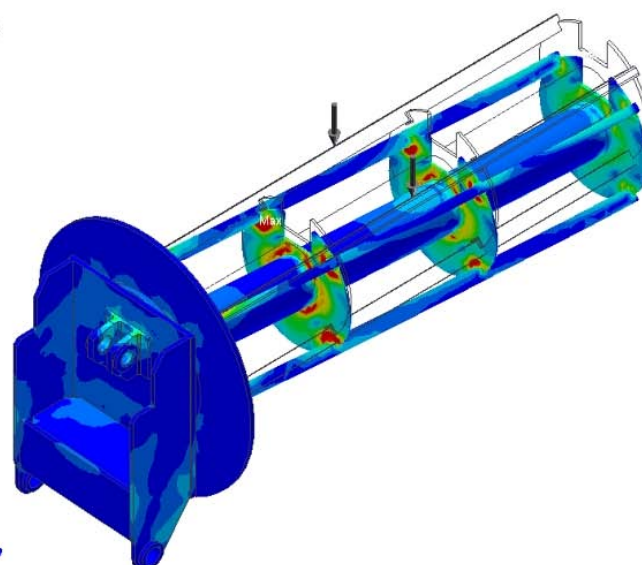
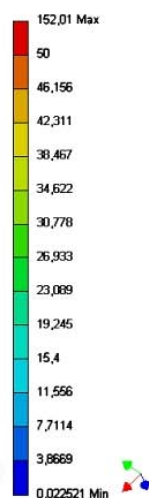
TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	2,252e-002 MPa	152,0 MPa
Maximale Hauptspannung	-54,61 MPa	169,9 MPa
Minimale Hauptspannung	-168,1 MPa	56,64 MPa
Deformation	0,0 mm	6,065 mm
Sicherheitsfaktor	2,27	-

Zahlen

ZAHL 1
Vergleichsspannung

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung
Einheit: MPa
06.11.2009 16:52

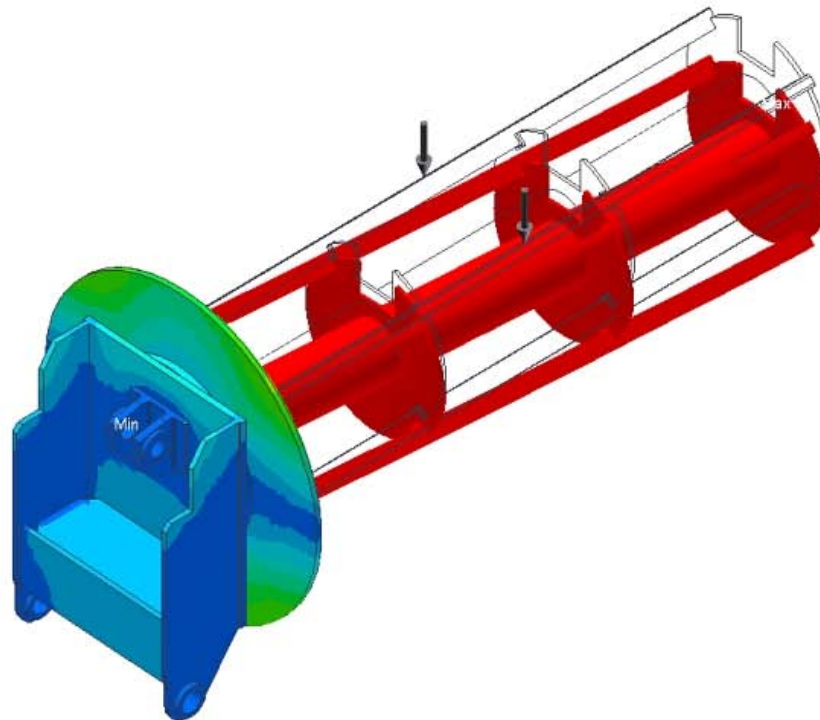
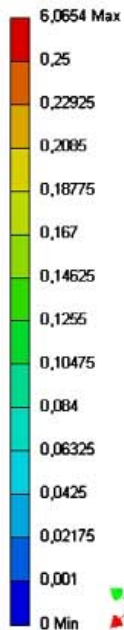
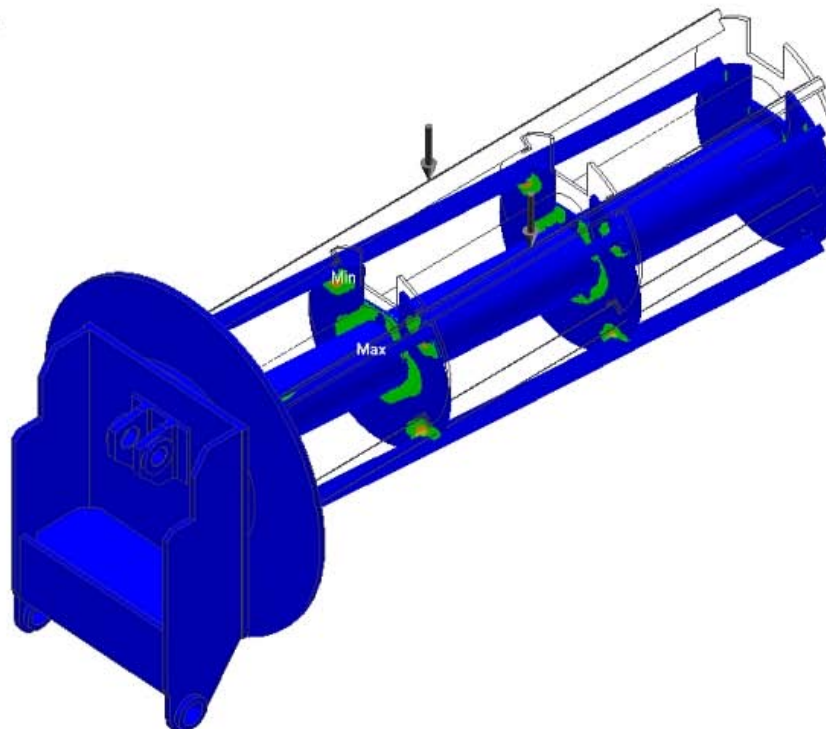
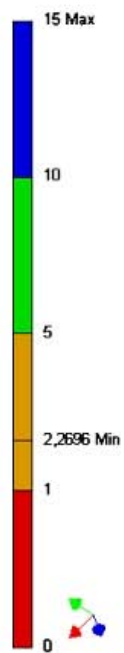


03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von Schwinge

Page 4 of 4

ZAHL 4
DeformationDeformation
Typ: Deformation
Einheit: mm
06.11.2009 16:52**ZAHL 5**
SicherheitsfaktorSicherheitsfaktor
Typ: Sicherheitsfaktor
06.11.2009 16:52

03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 2te Optimierung Schwinge

Page 1 of 4

Analyse von 2te Optimierung Schwinge

Autor: CAD

Analyse erstellt am: Freitag, 23. Oktober 2009 08:02:58

Letzte Änderung der Analyse: Dienstag, 3. November 2009 10:44:38

Bericht erstellt am: Dienstag, 3. November 2009 11:02:40

Datenbank: N:\B_Foerster\08_2te Optimierung Schwinge\2te Optimierung Schwinge.ipa

Software: Autodesk Inventor Professional 2009
ANSYS Technology



Einführung

Die Belastungsanalyse von Autodesk Inventor Professional wurde zur Simulation des Verhaltens eines Maschinenbauteils unter Traglastbedingungen verwendet. Die in diesem Bericht aufgeführten Ergebnisse wurden durch die ANSYS-Technologie generiert.

Lehnen Sie einen Entwurf nicht allein basierend auf den in diesem Bericht enthaltenen Daten ab bzw. akzeptieren Sie ihn nicht allein basierend hierauf. Verwenden Sie zum Bewerten von Entwürfen diese Informationen zusammen mit Testdaten und der praktischen Erfahrung von Konstrukteuren und anderen Experten. Die ordnungsgemäße Herangehensweise an einen Konstruktionsentwurf setzt in der Regel physische Test als letzte Stufe der Prüfung der strukturellen Integrität auf der Grundlage einer gemessenen Präzision voraus.

Weitere Informationen über die Belastungsanalyse von AIP und ANSYS-Produkte für Autodesk Inventor erhalten Sie unter www.ansys.com/autodesk.

Geometrie und Netz

Mit der unten aufgeführten Relevanzeinstellung wurde die Feinheit des in dieser Analyse verwendeten Netzes gesteuert. Zur Referenz: Die Einstellung -100 erzeugt ein grobes Netz, schnelle Lösungen und Ergebnisse, die eine beträchtliche Unbestimmtheit aufweisen können. Eine Einstellung von +100 erzeugt ein feines Netz, führt zu längeren Lösungszeiten und einer geringeren Unbestimmtheit der Ergebnisse. Die Standard-Referenzeinstellung ist Null.

TABELLE 1 2te Optimierung Schwinge Statistik	
Begrenzungsrahmenmaße	3676 mm 1500 mm 2040 mm
Teilmasse	1688 kg
Teilevolumen	2,153e+008 mm ³
Netzrelevanzeinstellung	100
Knoten	113247
Elemente	63458

03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 2te Optimierung Schwinge

Page 2 of 4

Die Begrenzungsrahmenmaße geben die Längen in globaler X-, Y- und Z-Richtung an.

Materialdaten

Bei dieser Analyse wird vom folgenden Materialverhalten ausgegangen:

- Linear - Spannung ist direkt proportional zur Belastung.
- Konstant - Alle Eigenschaften sind temperaturunabhängig.
- Homogen - Eigenschaften ändern sich im Volumen des Teils nicht.
- Isotrop - Die Materialeigenschaften sind in allen Richtungen identisch.

TABELLE 2
1.0570 St 52-3

Elastizitätsmodul	2,e+005 MPa
Poissonsche Zahl	0,287
Massendichte	7,84e-006 kg/mm³
Zug-Streckgrenze	345,0 MPa
Zugfestigkeit	490,0 MPa

Lasten und Abhängigkeiten

Die folgenden Lasten und Abhängigkeiten wirken auf bestimmte Regionen des Teils. Regionen wurden durch die Auswahl von Flächen, Zylindern, Kanten oder Scheitelpunkten definiert.

TABELLE 3
Definitionen für Lasten und Abhängigkeiten

Name	Typ	Größe	Vektor
Kraft 1	Oberflächenkraft	2,943e+004 N	9436 N -3,689e-012 N 2,788e+004 N
Festgelegte Abhängigkeit 1	Fläche - Festgelegte Abhängigkeit	-	0,0 mm Ohne Abhängigkeiten Ohne Abhängigkeiten
Pin-Abhängigkeit 1	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-
Pin-Abhängigkeit 2	Pin-Abhängigkeit	Radialrichtung: Fest Axialrichtung: Fest Tangentialrichtung: Frei	-

TABELLE 4
Abhängigkeitsreaktionen

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Festgelegte Abhängigkeit 1	5,25e+004 N	4,938e+004 N -99,73 N -1,782e+004 N	5,787e+006 N-mm	-1,845e+005 N-mm -5,779e+006 N-mm 2,471e+005 N-mm

03.11.2009

Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 2te Optimierung Schwinge

Page 3 of 4

Name	Kraft	Vektor	Moment	Moment-Vektor
Pin-Abhängigkeit 1	5,967e+004 N	-5,882e+004 N	3,944e+005 N·mm	2,714e+005 N·mm
		99,73 N		-9,906e-003 N·mm
		-1,005e+004 N		-2,862e+005 N·mm
Pin-Abhängigkeit 2	5,25e+004 N	4,938e+004 N	5,787e+006 N·mm	-1,845e+005 N·mm
		-99,73 N		-5,779e+006 N·mm
		-1,782e+004 N		2,471e+005 N·mm

Anmerkung: Vektordaten entsprechen den globalen X-, Y- und Z-Komponenten.

Ergebnisse

In der Tabelle unten sind alle strukturellen Ergebnisse der Analyse aufgeführt. Der folgende Abschnitt stellt Zahlen zur Verfügung, die die einzelnen Ergebnisse verteilt über die Fläche des Teils zeigen.

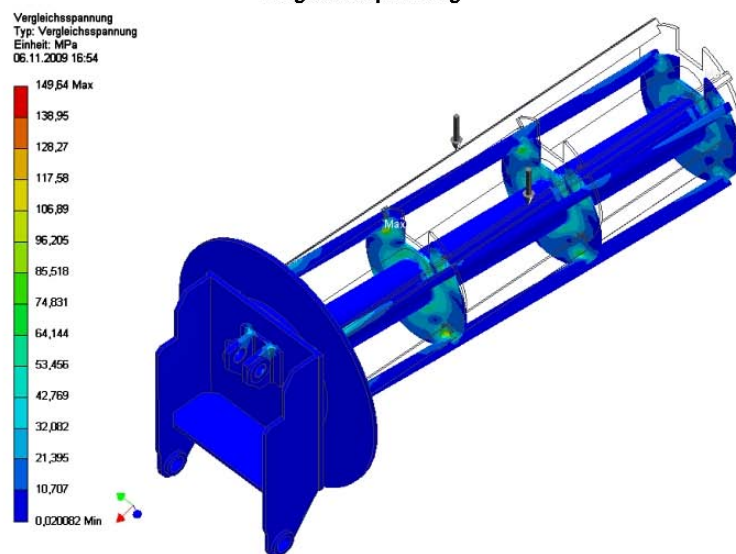
Der Sicherheitsfaktor wurde unter Verwendung der maximalen Entsprechung der Spannungsbruchtheorie für verformbare Materialien berechnet. Die Spannungsgrenze wurde durch Zug-Streckgrenze des Materials angegeben.

TABELLE 5
Strukturelle Ergebnisse

Name	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	2,008e-002 MPa	149,6 MPa
Maximale Hauptspannung	-50,86 MPa	160,1 MPa
Minimale Hauptspannung	-170,4 MPa	56,27 MPa
Deformation	0,0 mm	6,039 mm
Sicherheitsfaktor	2,306	-

Zahlen

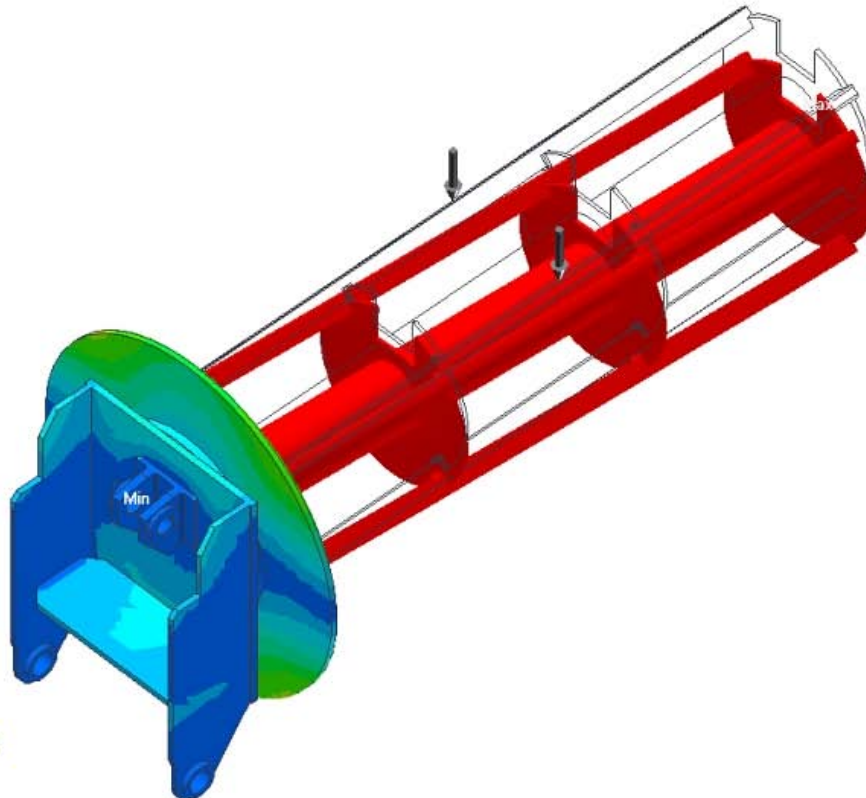
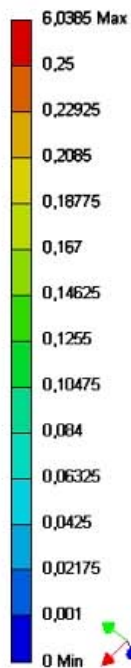
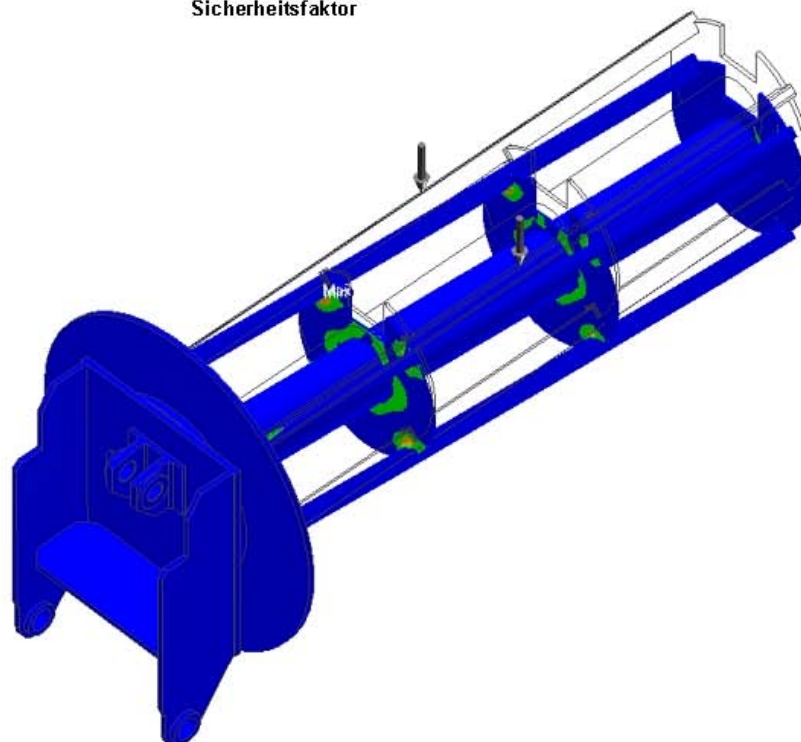
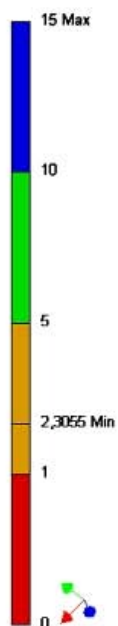
ZAHL 1
Vergleichsspannung



Fortsetzung Anhang A16: Berichte der zweiten Optimierung der Schwinge

Analyse von 2te Optimierung Schwinge

Page 4 of 4

ZAHL 4
DeformationDeformation
Typ: Deformation
Einheit: mm
06.11.2009 16:55**ZAHL 5**
SicherheitsfaktorSicherheitsfaktor
Typ: Sicherheitsfaktor
06.11.2009 16:55

03.11.2009

Literaturverzeichnis

- /1/ Firma Ringspann GmbH: Katalog Nr. 88: Rücklaufsperrern. Ausgabe 09/04
- /2/ Autodesk Inventor Professional 2009: Hilfetool
- /3/ Läßle, Volker: Einführung in die Festigkeitslehre. -2. verbesserte und erweiterte Aufl.-
Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008
- /4/ Decker: Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung. -15. neubearb. Aufl.-
München Wien: Hanser, 2002/2004
- /5/ Decker: Maschinenelemente: Tabellen und Diagramme. -15. neubearb. Aufl.- München
Wien: Hanser, 2002/2004
- /6/ Roloff/Matek: Maschinenelemente: Tabellen. -17. Aufl.- Wiesbaden: Vieweg, 2005
- /7/ Roloff/Matek: Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung. -17. Aufl.- Wies-
baden: Vieweg, 2005
- /8/ Wagner, Jürgen <jwagner@dressler.biz>: Inventor Simulation Schulung 1 „FEM Berech-
nung“. URL: <http://www.dressler-ds.de/schulung/FEM_Schulung_preview>, verfügbar
am 29.20.2009
- /9/ Kerle, Hanfried; Pittschellis, Reinhard: Einführung in die Getriebelehre. -2. Aufl.- Stutt-
gart/Leipzig/Wiesbaden, 2002

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Bearbeitungsort, Datum

Unterschrift